

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

**Návrh olejového ozubeného čerpadla
poháněného řemenovým převodem**

**Design of oil gear-wheel pump belting
driven**

Student:

Bc.Milan Pozzi

Vedoucí bakalářské práce:

Doc. Ing. Květoslav Kaláb, Ph.D.

Ostrava 2008

Vložit zadání diplomové práce

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě

.....

plné jméno studenta

Moravská 4776, Zlín, 760 05

Anotace diplomové práce

POZZI, M. Návrh olejového ozubeného čerpadla poháněného řemenovým převodem. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, Fakulta strojní VŠB – Technická univerzita Ostrava, 2008, 62 s. Diplomová práce, vedoucí Kaláb K.

Diplomová práce se zabývá návrhem olejového zubového čerpadla poháněného řemenovým převodem. V úvodu práce je proveden průzkum trhu. Na základě průzkumu trhu je navrženo konstrukční řešení celého soustrojí. Celé soustrojí bylo vymodelováno v 3D prostředí a u vytipovaných součástí je potom provedena kontrola návrhu vůči bezpečnosti, či spočítána životnost. V rámci práce byl také popsán a schematicky znázorněn hydraulický obvod mazacího a chladicího systému strojů.

Annotation of thesis

POZZI, M. Design of oil gear-wheel pump belting driven. Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms, Faculty of Mechanical Engineering VŠB – technical university of Ostrava, 2008, 62 p. Thesis, head Kaláb K.

The master thesis is dealing with design of a belt-driven oil gear pump. In the beginning of the work market research has been done. Whole concept and design of the machine unit has been done based on the research. Whole unit has been model in PRO/Engineer environment. Check calculation for safeness and durability have been made for selected parts. Within the framework of the thesis cooling and lubricating circuit has been described and skeleton has been sketched.

Obsah diplomové práce

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK.....	7
1. ÚVOD.....	8
2. CÍLE DIPLOMOVÉ PRÁCE	9
3. ROZDĚLENÍ.....	10
3.1. TEKUTINOVÉ MECHANISMY	10
3.2. ČERPADLA.....	10
4. PRŮZKUM TRHU	12
4.1. ZUBOVÁ ČERPADLA.....	12
4.2. PRŮZKUM TRHU HYDRAULICKÝCH OLEJŮ	17
5. HYDRAULICKÝ OBVOD ČERPADLA	20
5.1. TYPY HYDRAULICKÝCH OBVODŮ	20
5.2. POPIS HYDRAULICKÉHO OBVODU	22
6. POPIS KONSTRUKČNÍHO ŘEŠENÍ SOUSTROJÍ	29
7. KONSTRUKČNÍ VÝPOČTY.....	38
7.1. NÁVRH ZUBOVÉHO ČERPADLA	38
7.2. NÁVRH POHONNÉ JEDNOTKY	40
7.3. NÁVRH A KONTROLA ŘEMENOVÉHO PŘEVODU	41
7.4. NÁVRH A KONTROLA PRUŽINY	42
7.5. NÁVRH A KONTROLA ČEPU.....	45
7.6. NÁVRH A KONTROLA OZUBENÍ	46
7.7. NÁVRH A KONTROLA HŘÍDELÍ	48
7.8. NÁVRH A KONTROLA KLUZNÝCH LOŽISEK	54
8. ZÁVĚR.....	59
9. SEZNAM POUŽITÝCH PRAMENŮ	60
10. SEZNAM PŘÍLOH.....	61

Seznam použitých zkratk

d	průměr	M
i	převodový poměr	
k	tuhost	N.m^{-1}
	součinitel prostupu tepla	
m	modul	mm
	hmotnost	kg
n	otáčky	s^{-1}
	tlak	Pa
p	měrné zatížení	N.mm^{-2}
t	teplota	$^{\circ}\text{C}$
v	rychlost	m.s^{-1}
x	jednotkové posunutí	
y	stlačení	M
z	počet zubů	
F	síla	N
G	tíha	N
H	životnost	h
L_h	životnost	h
M_k	krouticí moment	N.m
P	výkon	W
Q	průtok	$\text{m}^3.\text{s}^{-1}$
R	síla	N
R_m	mez pevnosti v tahu	Pa
S	průřez, plocha	mm^2
V	objem	m^3
α	úhel	$^{\circ}$
β	úhel	$^{\circ}$
γ	úhel	$^{\circ}$
η	účinnost	
Φ	teplo	W

1. Úvod

Zubová čerpadla jsou prvky vyskytující se ve velké většině hydraulických systémů. Používají se jako zdroje tlaku, v mazacích a chladicích systémech strojů, jsou součástí moderních obráběcích center např. hydraulické upínání obrobků a také jsou součástí moderních automatizovaných výrobních linek. V určité modifikaci jsou využívány i v automobilech např. servo. Dále jsou využívány v chemickém průmyslu, v jaderné energetice, v klasické energetice, ve vodním hospodářství, v potravinářství, ve farmaceutice atd.

2. Cíle diplomové práce

Stanovené cíle jsou:

- Průzkum trhu zubových čerpadel a olejů
- Stanovení parametrů hydraulického obvodu
- Návrh konstrukčního řešení
- Výpočty součástí

3. Rozdělení

3.1. Tekutinové mechanismy

Tekutinové mechanismy jsou zařízení, které pomocí hydraulických nebo pneumatických prvků a převodů, prostřednictvím pracovní tekutiny (kapalina, plyn) přenáší energii a informace z jednoho místa v prostoru na druhé. Parametry přenášené energie je možno řídit podle požadavků.

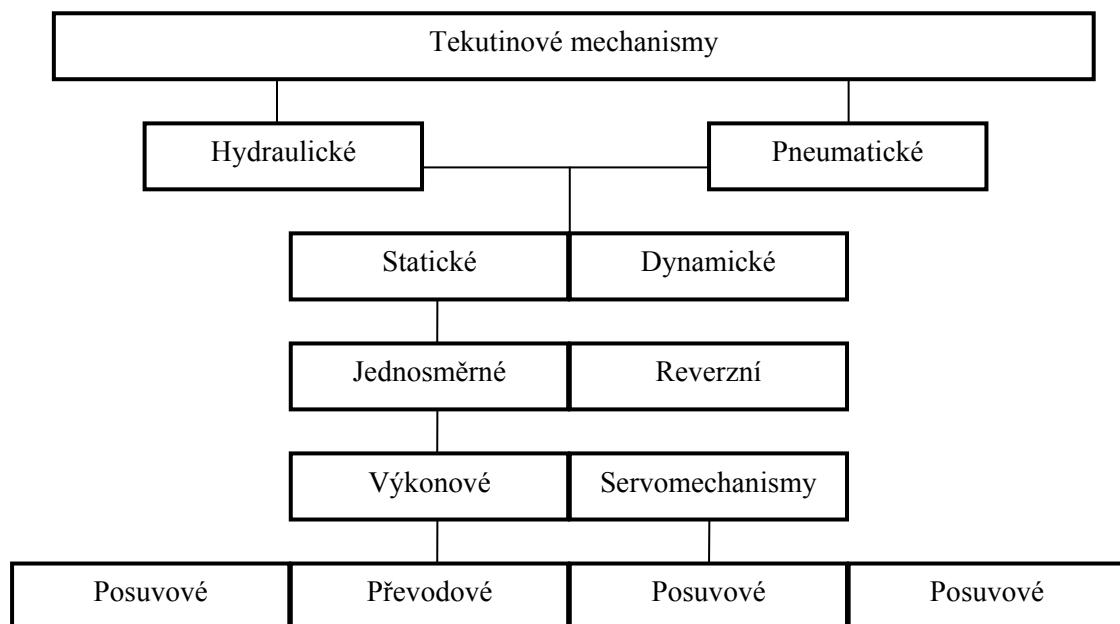
Mezi hydraulické, resp. pneumatické prvky tekutinových mechanismů patří např. hydromotory, hydrogenerátory (čerpadla), kompresory, zásobníky, multiplikátory, ohříváče a chladiče. Hydraulické, resp. pneumatické převody jsou např. spojky a konvertory.

Tekutinové mechanismy jsou většinou součástí systémů a strojů, nejsou tedy finálním výrobkem, ale zvyšují parametry a dodávají funkce finálním strojům. Pneumatické mechanismy se využívají hojně u průmyslových robotů, výrobních linek, atd. Hydraulické mechanismy se využívají v automobilovém průmyslu, u výrobních strojů, k přenosům informací ve vazbě na řídicí systém. Rozdělení tekutinových mechanismů je zobrazeno na obr. 1 [1].

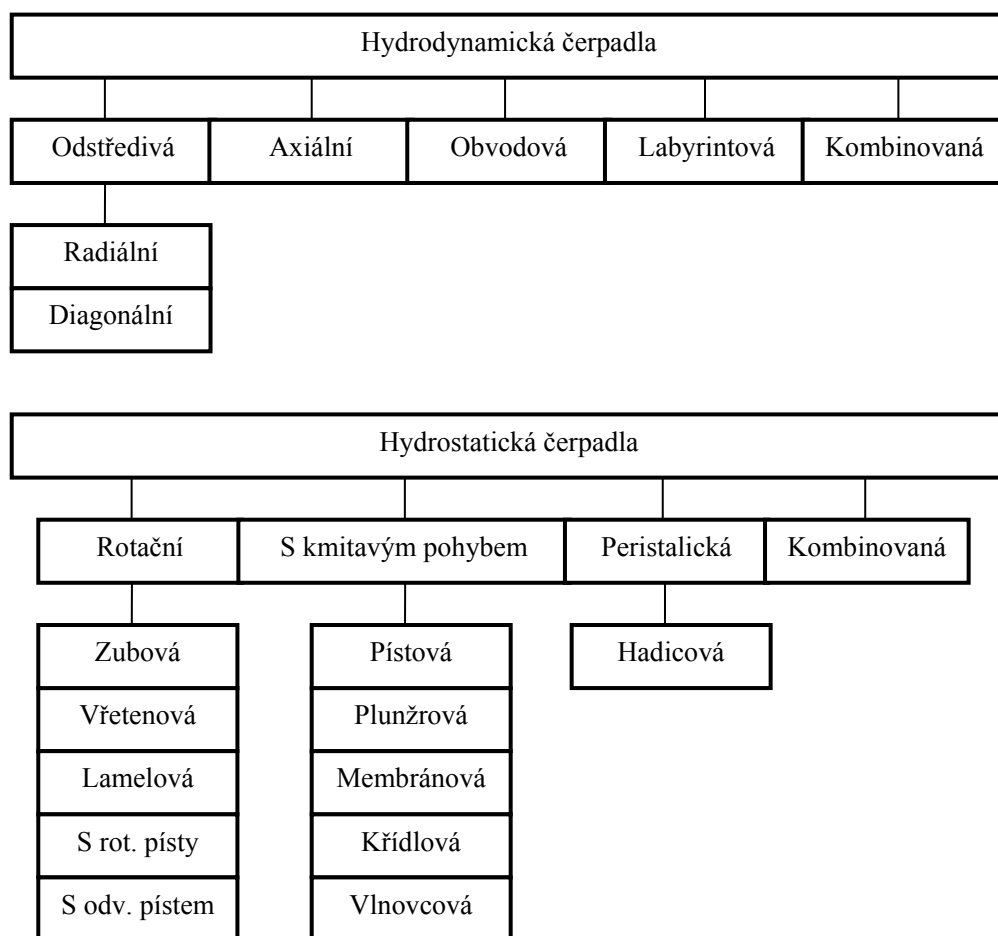
3.2. Čerpadla

Podle způsobu plnění lze čerpadla rozdělit na dva typy: s plněním a bez plnění. Čerpadla bez plnění jsou schopna fungovat, aniž by ve vstupním kanále byl přetlak. Některé typy čerpadel bez plnění dokonce snesou i určitý podtlak. Naopak čerpadla s plněním potřebují k zaplnění pracovní části a správnému chodu, aby byla kapalina vstupním kanálem přiváděna přetlakem.

Podle čerpacího principu je možno čerpadla rozdělit na hydrostatická a hydrodynamická (obr. 2) [1]. U hydrostatických čerpadel dochází k dopravě kapaliny přímým silovým periodickým nebo spojitým působením na oddělený objem kapaliny. Hydrodynamická čerpadla využívají pro svou činnost dynamických sil, např. odstředivé, a principu dynamického převodu energie rychlostní na energii tlakovou – součástí hydrodynamických čerpadel jsou difuzory.



Obr. 1 – rozdělení tekutinových mechanismů



Obr. 2 – rozdělení čerpadel

4. Průzkum trhu

4.1. Zubová čerpadla

Průzkum trhu byl zaměřen na několik výrobců čerpadel. Jmenovitě jsou to firmy SIGMA PUMPY HRANICE s.r.o., ISH & MSA ČERPADLA a.s. a PULSAFEEDER Inc.

Sigma pumpy Hranice s.r.o.

Firma sigma pumpy Hranice patří k největším tuzemským výrobcům čerpací techniky. Jejich produkty jsou určeny pro provoz vodního hospodářství, v průmyslu, v zemědělství, v energetice a také v potravinářství [10].

Zubové monoblokové čerpadlo ZOL (obr. 3)

Používá se pro dopravu olejů a jiných chemicky neaktivních látek a látek s mazací schopností bez mechanických nečistot.

Čerpadlo je provedeno přírubově s ozubenými koly s vnějším ozubením. Hřídele jsou oboustranně uloženy v ložiskových pouzdrech s nuceným mazáním pracovní kapalinou. Čerpadlo samotné neobsahuje pojišťovací zařízení, výtlačné potrubí musí být v blízkosti čerpadla opatřeno pojistným ventilem. Jelikož se jedná o monoblok je součástí tohoto čerpadla také motor a spojka.



Obr. 3 – zubové monoblokové čerpadlo ZOL

Těleso čerpadla, štíty a topný štít jsou vyrobeny ze šedé litiny. Ozubená kola a hřídele jsou z konstrukční oceli. Ložisková pouzdra jsou z bronzu nebo legované litiny. Pracovní parametry čerpadla jsou uvedeny v tab. 1.

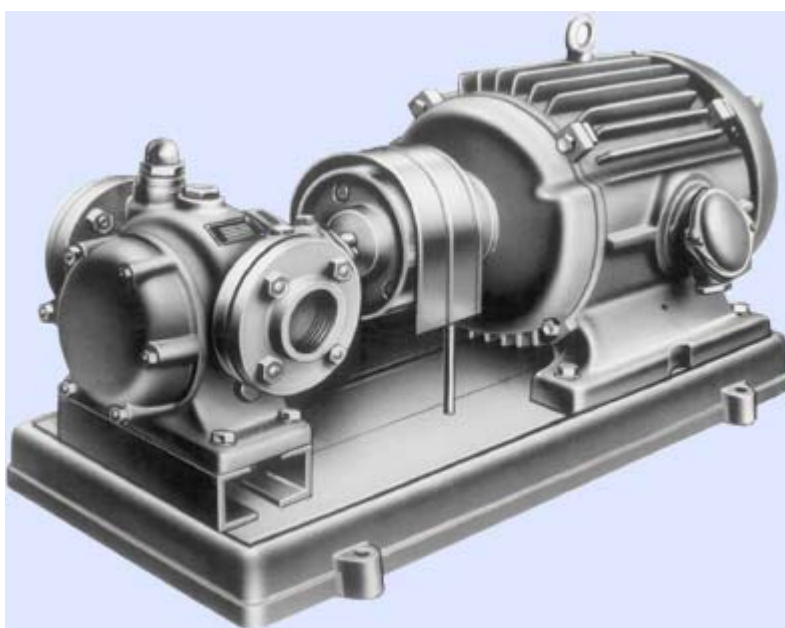
Tab. 1 – pracovní parametry čerpadla ZOL

Maximální dopravní tlak p_{\max} [MPa]	2,5
Maximální teplota čerpané kapaliny t_{\max} [°C]	80

Nízkotlaké zubové čerpadlo ZPG (obr. 4)

Dopravuje řidké i husté kapaliny s mazacími schopnostmi při nižších pracovních tlacích, např. oleje, naftu, tuky, sirupy, dehty, laky, louhy a dalších viskózní průmyslové kapaliny.

Ozubená kola jsou frézovaná, těsně uložena v tělese čerpadla. Oba hřídele jsou oboustranně uloženy v ložiskových pouzdrech, která jsou mazána dopravovanou tekutinou. Čerpadlo je vybaveno pojistným ventilem, tudíž není třeba jej umísťovat na potrubí.



Obr. 4 – nízkotlaké zubové čerpadlo ZPG

V normálním provedení je těleso z litiny a ozubená kola s hřídelemi z konstrukční oceli. V případě využití čerpadla v potravinářském průmyslu je toto dodáváno v celobronzovém provedení. Pracovní parametry čerpadla jsou uvedeny v tab. 2.

Tab. 2 – pracovní parametry čerpadla ZPG

Maximální pracovní tlak p_{\max} [MPa]	0,6
Maximální teplota čerpané kapaliny t_{\max} [°C]	80

ISH & MSA čerpadla a.s.

Výrobky této společnosti jsou především čerpadla průmyslová, procesní, bagrovací, kalová nebo ruční. Vedle čerpadel firma nabízí také zavlažovací technologie a pružné spojky pro použití v průmyslu [7].

Gearbloc ZOB (obr. 5)

Je určeno k čerpání hořlavých látek, ropných látek, kosmetických surovin, potravin, laků a mazacích olejů. Čerpadlo je dodáváno v bloku s motorem. Ten je buď 4-pólový nebo 6-pólový v závislosti na viskozitě dopravované kapaliny.

Čerpadlo je vybaveno dvojicí ozubených kol s vnějším ozubením. Jejich polohu zajišťuje dvojice hřídelů. Tyto jsou uloženy přímo v tělese čerpadla, které zároveň slouží jako kluzné ložiska. Čerpadlo může být dodáváno s pojistným i bez pojistného ventilu.



Obr. 5 – gearbloc ZOB

Těleso a víko jsou provedeny buď z litiny, nebo z bronzu (tudíž je zabezpečeno samomazná kluzných ložisek). Ozubená kola jsou oceli nebo také z bronzu. Hřídele jsou z konstrukční oceli. Pracovní parametry čerpadla jsou uvedeny v tab. 3.

Tab. 3 – pracovní parametry čerpadla ZOB

Maximální pracovní tlak p_{\max} [MPa]	1
Maximální teplota čerpané kapaliny t_{\max} [°C]	140

Gearline.W ZJF

Je určeno k čerpání kosmetických surovin, potravin, mazacích olejů, rozpouštědel vody atd. Je dodáváno, buď s volným koncem hřídele pro připojení k motoru tvaru IM B3, v přírubovém provedení pro připojení k motoru tvaru IM B34, nebo jako kompletní soustrojí v monoblokovém provedení.

Čerpadlo je vybaveno dvojicí ozubených kol s vnějším ozubením, dvojicí hřídelů a dvojicí ložiskových pouzder, která jsou uložena v tělese čerpadla. Opět může být čerpadlo dodáváno i s přetlakovým ventilem, který chrání proti přetlakování.



Obr. 6 – gearline.w ZJF

Materiál ozubených kol a hřídelí je nerezová ocel AISI 316. Ložisková pouzdra jsou vyrobena buď z teflonu plněného grafitem, z bronzu, nebo z nerez. Těleso a víko čerpadla jsou buď z bronzu, nebo z nerez. Pracovní parametry čerpadla jsou uvedeny v tab. 4.

Tab. 4 – pracovní parametry čerpadla gearline.w ZJF

Maximální dopravní výška v_{\max} [m]	200
Maximální teplota čerpané kapaliny t_{\max} [°C]	120

Pulsafeeder Inc.

Společnost nabízí produkty široké škály např. měřící jednotky hydraulických systémů, kontrolní jednotky hydraulických systémů, nebo jednotky sloužící k dopravě kapalin. Výrobky najdou uplatnění v mnoha oborech jako např. chemický průmysl, potravinářský průmysl, farmaceutický průmysl atd [8].

Eclipse series

Je určeno i k dopravě kapalin způsobující střední až těžkou korozi, neobsahující mechanické nečistoty.

Veškeré komponenty, které přicházejí do přímého kontaktu s kapalinou jsou nekovové. Čerpadlo je dodáváno jako kompaktní s motorem. Pokud je třeba čerpadlo rozdělat, není třeba odpojovat motor ani potrubí. Díky přední přírubě a konstrukci čerpadla je demontáž jednoduchá. Zajímavostí u tohoto čerpadla je systém přenášení krouticího momentu z hřídele motoru na vstupní hřídel čerpadla. K tomuto slouží magnetická spojka. Nedochází tedy k přímému kontaktu, čímž odpadá těsnění tělesa v oblasti vstupního hřídele.



Obr. 7 – čerpadlo Elipse series

Těleso čerpadla je vyrobeno z ETFE zesíleného uhlíkovými vlákny. Ozubená kola jsou vyrobena z PTFE zesíleného karbonovými vlákny. Hřídele jsou z keramiky (alumina) a ložisková pouzdra jsou vyrobena z grafitu nebo z grafitu impregnovaným silikon-carbidem. Pracovní parametry čerpadla jsou uvedeny v tab. 5

Tab. 5 – pracovní parametry čerpadla Elipse series

Maximální pracovní tlak p_{\max} [MPa]	1,4
Maximální teplota čerpané kapaliny t_{\max} [°C]	66

4.2. Průzkum trhu hydraulických olejů

Průmyslové oleje jsou klasifikovány z hlediska viskózní třídy a z hlediska výkonových norem. V tab. 6 je zobrazena klasifikace olejů z hlediska viskózní třídy podle normy ISO VG.

Tab. 6 – klasifikace olejů podle normy ISO VG

Viskózní třída	Střední viskozita při 40°C [mm²/s]	Viskózní rozpětí při 40°C [mm²/s]
ISO VG 2	2,2	1,98-2,42
ISO VG 3	3,2	2,88-3,52
ISO VG 5	4,6	4,14-5,06
ISO VG 7	6,8	6,12-7,48
ISO VG 10	10	9,0-11,0
ISO VG 15	15	13,5-16,5
ISO VG 22	22	19,8-24,2
ISO VG 32	32	28,8-35,2
ISO VG 46	46	41,4-50,6
ISO VG 68	68	61,2-74,8
ISO VG 100	100	90-110
ISO VG 150	150	135-165
ISO VG 220	220	198-242
ISO VG 320	320	288-352
ISO VG 460	460	414-506
ISO VG 680	680	612-748
ISO VG 1000	1000	900-1100
ISO VG 1500	1500	1350-1650

Značení průmyslových maziv podle výkonových norem je zpravidla písmenný kód umístěný před číslem označujícím viskozitu podle ISO VG. První písmeno značí zařazení oleje podle jeho hlavního způsobu užití podle normy ISO 6743/4-H nebo DIN 51 524. Další písmena blíže určují, jaké musí mít olej zušlechťující přísady, nebo blíže specifikují oblast použití – tab. 7.

Tab. 7 – značení průmyslových maziv

ISO 6743/4 –H	DIN 51 524
HH – neaditivovaný olej	
HL – olej HH s přísadami proti korozi a oxidaci	HL – olej s přísadami proti korozi a oxidaci
HM – olej HL s protioděrovou přísadou	HLP – olej HM podle ISO 6743/4
HV – olej HM s přísadou zvyšující viskozitní index	HVLP – olej HV podle ISO 6743/4

Texaco

Americká firma vyrábějící oleje, která má zastoupení i v ČR. Nabízí celou řadu automobilových a průmyslových produktů. V tab. 8 jsou uvedeno několik hydraulických olejů této firmy [9].

Tab. 8 – hydraulické oleje firmy Texaco

Produkt	Specifikace	Použití
Rando HD	DIN 51 524 – HLP ISO 6743 – HM 10-220	Řada minerálních hydraulických kapalin vysoké kvality, vhodné do všech hydraulických systémů, vysokorychlostních pístových čerpadel, servomotorů atd. Lze je použít také pro čelní ozubené převody i jako oběhové mazací oleje.
Hydraulic Oil AW	DIN 51 524 – HLP ISO 6743 – HM 22-68	Minerální hydraulické oleje vysoké kvality, vhodné do všech hydraulických systémů, pístových čerpadel, servomotorů atd. Vhodné také pro čelní ozubené převody i jako oběhové mazací oleje.
Rando EP Ashless	DIN 51 524 – HLP ISO 6743 – HM 32-68	Řada produktů netvořících popel, vyvinutých speciálně pro těžká hydraulická zařízení, kde jsou kladeny vysoké požadavky na protioděrové vlastnosti olejů. Tyto produkty neobsahují kovová aditiva. Vyznačují se dobrou hydrolytickou stabilitou.

BP

BP je jedním z největších ropných a petrochemických koncernů na světě. Firma se zabývá těžbou ropy a zemního plynu a prodejem rafinovaných produktů, petrochemických výrobků a plastů. V tab. 9 je uvedeno několik hydraulických olejů nabízených touto firmou [10].

Tab. 9 – hydraulické oleje firmy BP

Produkt	Specifikace	Použití
Bartran HV	DIN 51 524 – HVLP ISO 6743 – HV 15-150	Špičkové bezzinkové hydraulické oleje pro systémy, kde je nutné spojit vysokou ochranu proti opotřebení s velmi jemnou filtrací. Mají vysokou oxidační a tepelnou stabilitu. Vhodné pro zařízení pracující v širokém rozsahu teplot.
Bartran	DIN 51 524 – HLP ISO 6743 – HM 22-320	Špičkové bezzinkové hydraulické oleje pro systémy, kde je nutné spojit vysokou ochranu proti opotřebení s velmi jemnou filtrací. Mají vysokou oxidační a tepelnou stabilitu.
Energol HLP-D	DIN 51 524 – HLP ISO 6743 – HM 32-68	Řada výkonných ropných olejů určených především pro hydraulické systémy, převodovky a spojky obráběcích strojů a mobilních hydraulických systémů. Díky speciálním přísadám plní svoji funkci i při kontaminaci vodou.

5. Hydraulický obvod čerpadla

Nedílnou součástí olejového čerpadla je hydraulický obvod. Součástí obvodu jsou prvky pro dopravu maziva, dělení maziva, prvky pro kontrolu a měření a příslušenství. Příklad takového obvodu je na obr. 8.



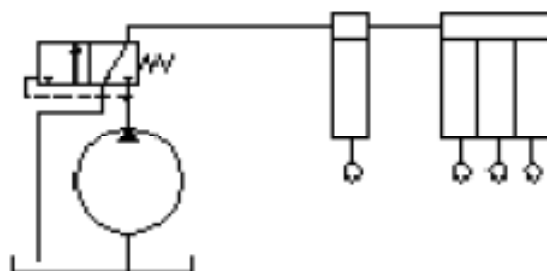
Obr. 8 – příklad hydraulického obvodu

5.1. Typy hydraulických obvodů

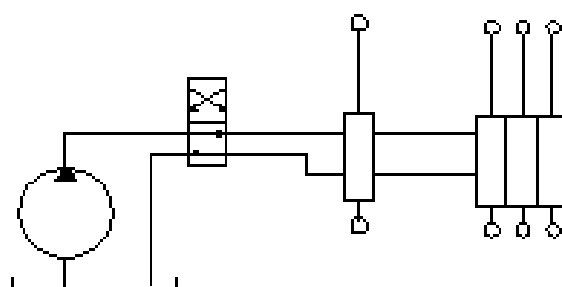
Hydraulické systémy sloužící k mazání, resp. chlazení jsou ve strojírenství hojně využívány. Díky těmto systémům můžeme bezúdržbově mazat/chladit i na těžko dostupných místech. Tyto systémy zvyšují životnost strojních součástí snížením opotřebení a zvyšují produktivitu.

Základní rozdělení:

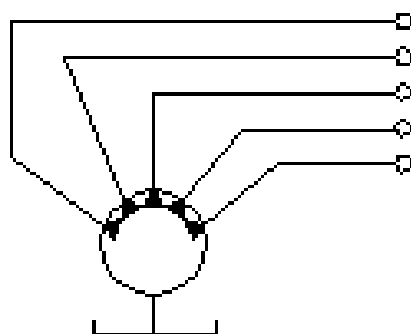
- Jednopotrubní systém (obr. 9)
- Dvoupotrubní systém (obr. 10)
- Vícepotrubní systém (obr. 11)
- Progresivní systém (obr. 12)



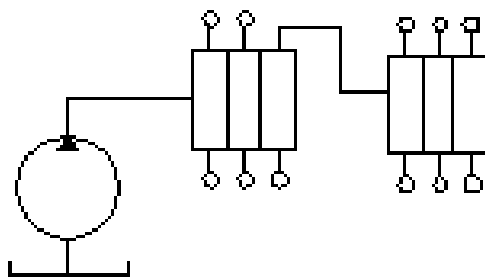
Obr. 9 – jdnopotrubby systm



Obr. 10 – dvoupotrubby systm



Obr. 11 – vcepotrubby systm



Obr. 12 – progresivní systém

5.2. Popis hydraulického obvodu

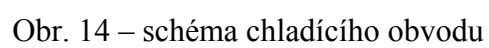
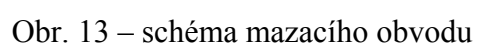
Schéma jednoduchého mazacího obvodu je zobrazeno na obr. 13 a schéma jednoduchého chladicího obvodu je zobrazeno na obr. 14.

Mazací obvod obsahuje:

- Motor
- Čerpadlo
- Tlakový ventil
- Uzavírací ventil
- Manometr
- Čistič
- Pístový dávkovač maziva

Chladicí obvod obsahuje:

- Motor
- Čerpadlo
- Tlakový ventil
- Uzavírací ventil
- Manometr
- Čistič (2x)
- Chladič



Jednotlivé prvky jsou spojeny vedením. V našem případě je vedení z měděných trubek. Jak vedení tak jednotlivé prvky hydraulického obvodu je třeba správně navrhnout.

Vnitřní průměr vedení

$$d = 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v}} \text{ [m]} \quad (1)$$

kde

Q průtok [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]

v průtoková rychlost [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]

Průtok je daný zadáním. Průtoková rychlost se volí. Její hodnota je různá v sacím, tlakovém a zpětném vedení.

V sacím vedení volíme rychlost $v = 1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, max $(1,8 \text{ až } 2) \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Pokud chceme docílit nižší hlučnosti, neměla by rychlost proudění být vyšší než $0,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

V tlakovém vedení se rychlost volí v závislosti na požadovaném tlaku podle tab. 10. Pokud chceme docílit nižší hlučnosti, neměla by hodnota rychlosti být vyšší než $5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. U větších hydraulických obvodů je také nutné předem uvážit tlakové ztráty.

Ve zpětném vedení je doporučená rychlost asi $2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Podle (1) a uvedených doporučení byly vypočteny vnitřní průměry pro jednotlivá vedení. Výsledky jsou uvedeny v tab. 11

Tab. 10 – volba průtokové rychlosti

Tlak p [MPa]	Rychlost proudění v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]
2,5	3
do 5	4
5 až 10	5
10 až 20	6,5

Tab. 11 – vypočítané vnitřní průměry

část vedení	vnitřní průměr d [mm]
sací	10,52
tlaková	7,43
zpětná	9,11

Tloušťka stěny trubky

Vypočítá se podle

$$s = \frac{p_{\max} \cdot d}{2 \cdot \sigma_{Dt}} \quad (2)$$

Doporučené hodnoty σ_{Dt} jsou:

- 20 MPa pro nižší tlaky
- 40 až 60 MPa pro vyšší tlaky

Minimální vypočítané tloušťky stěn jsou uvedeny v tab. 12.

Tab. 12 – minimální vypočítané tloušťky stěn

část vedení	tloušťka stěny s [mm]
sací	0,5
tlaková	0,3
zpětná	0,4

Zvolené vedení podle [12]:

- pro sací část: **Trubka Frigotec, EN 12735-1, rozměr 12x1**
- pro tlakovou část: **Trubka Frigotec, EN 12735-1, rozměr 10x1**
- pro zpětnou část: **Trubka Frigotec, EN 12735-1, rozměr 12x1**

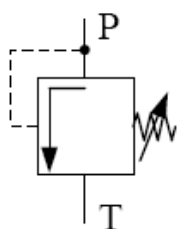
Tlakový ventil

Schematicky zobrazen na obr. 15. V současnosti je konstrukce pojistných a přepouštěcích ventilů shodná, není proto nutné je rozlišovat. Tlakový ventil slouží k jištění obvodu proti tlakovému přetížení. Pro tlaky do 32MPa je vhodný jednostupňový ventil s kuželkou. Vstupní tlak ventilu působí na činnou plochu konstrukčního prvku. Při průchodu kapaliny je v rovnováze síla od pružiny se statickou a hydrodynamickou silou.

$$p \cdot S_k + F_h = F_k + k \cdot y \quad (3)$$

kde

S_k	průřez v sedle ventilu
k	tuhost pružiny
y	stlačení pružiny
F_k	síla pružiny
F_h	hydrodynamická síla



P – vstupní vedení

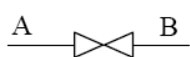
T – zpětné vedení

Obr. 15 – tlakový ventil

Pro požadovaný tlak by vyhovoval např. tlakový ventil výrobce **Gerhard Götze KG** s katalogovým číslem **418** [13].

Uzavírací ventil

Je schematicky zobrazen na obr. 16. Slouží k uzavření hydraulického obvodu.



A – vstupní vedení

B – výstupní vedení

Obr. 16 – uzavírací ventil

Zvolen uzavírací ventil **V10151732P** firmy **Armaturka V.Lh** [14].

Manometr

Je schematicky zobrazen na obr. 17. Slouží k měření tlaku v obvodu. Nejčastěji se používají deformační manometry s Bourdonovým pérem. Vyrábí se v mnoha provedeních a rozmezech tlaku. Existuje 5 stupňů přesnosti. Pro běžné měření se nejčastěji používá druhého a třetího stupně přesnosti, což odpovídá 1% až 1,5% chybě v celém rozsahu. Manometr volíme tak, aby při klidném zatížení byla hodnota tlaku v rozmezí 2/3 stupnice.



Obr. 17 – manometr

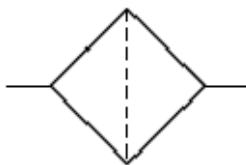
Zvolen manometr **03 304 P** firmy **Premtlak** s rozsahem 0 – 4 MPa [15].

Čistič

Je schematicky zobrazen na obr. 18. Slouží k prodloužení životnosti hydraulických zařízení. Průběžně odstraňují z kapaliny nečistoty. Čističe volíme s ohledem na potřebnou čistotu kapaliny. Různé čističe mají různou čistící schopnost.

Druhy čističů:

- Sít'ové
- Štěrbínové
- Čističe s vložkami zplsti nebo papíru
- Čističe ze slinutých kovů
- Čističe z keramických hmot
- Mikročističe
- Magnetické čističe

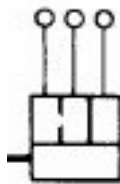


Obr. 18 – čistič

Zvolen filtr **OV-single** firmy **Airpel Filtration Ltd** [14].

Pístový dávkovač

Je schematicky zobrazen na obr. 19. Čerpadlo dodává mazivo k pístovému dávkovači. Ten se stará o to, aby bylo mazivo v pravidelných intervalech a potřebných dávkách dodáváno do mazaného místa. Dávkování může být řízeno časově, nebo může být odvozeno od pracovního cyklu stroje. Velikost dávkování lze volit v rozsahu od 0,01 do 1,5 ccm [11].



Obr. 19 – pístový dávkovač

Zvolen pístový dávkovač **Serie 340** firmy **VOGEL Zentral-schmierung** [16].

Chladič

Je schematicky zobrazen na obr. 20. Jelikož většinou neplatí rovnováha mezi tepelnou hodnotou ztrátového výkonu P_z a teplem odváděným stěnami nádrže, dochází k ohřívání kapaliny. Tzn., platí:

$$\Phi = P_z > \Phi_z$$

$$P_z = \Phi = \Phi_N + \Phi_C \text{ [W]} \quad (4)$$

kde

Φ_N teplo, které nádrž odvede svou teplosměnnou plochou do okolí

Φ_C tepelný tok odváděný chladičem

$$\Phi_N = k_N \cdot S_N (t_k - t_0) \text{ [W]} \quad (5)$$

kde

k_N součinitel prostupu tepla z kapaliny přes stěnu nádrže do okolí

S_N teplosměnná plocha nádrže [m^2]

$t_k - t_0$ rozdíl teplot kapaliny v nádrži a okolního vzduchu [$^{\circ}\text{C}$]

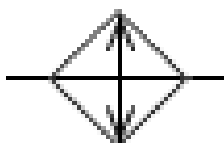
$$\Phi_C = k_C \cdot S_C \cdot \Delta t_{stř} \text{ [W]} \quad (6)$$

kde

k_C součinitel prostupu tepla teplosměnnými plochami S_C chladiče

S_C teplosměnná plocha chladiče [m^2] (viz [2])

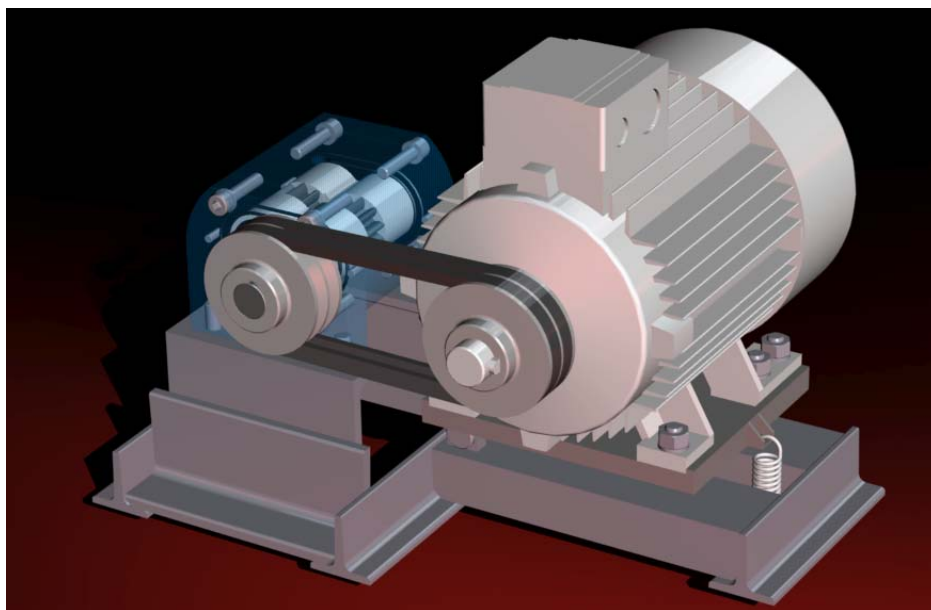
$\Delta t_{stř}$ střední teplotní spád v chladiči (viz [2])



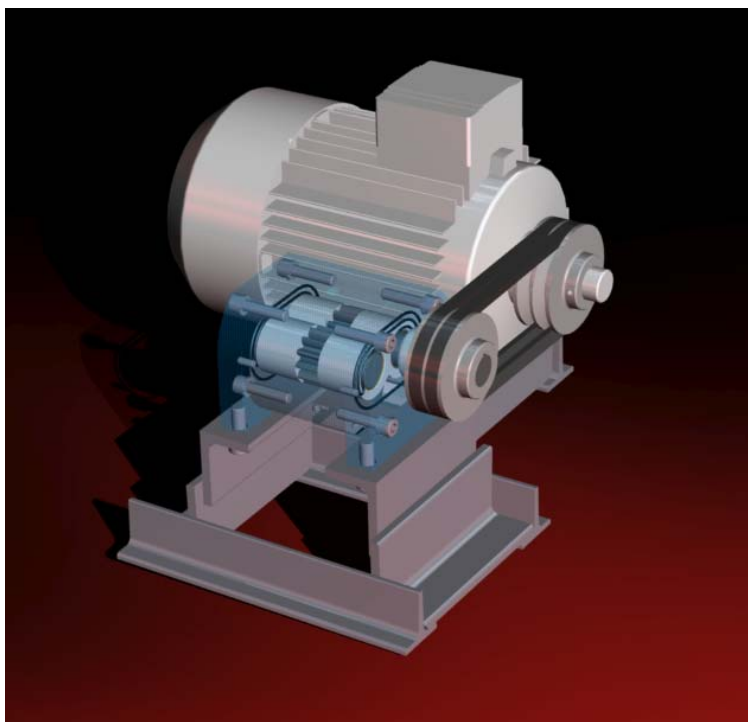
Obr. 20 – chladič

6. Popis konstrukčního řešení soustrojí

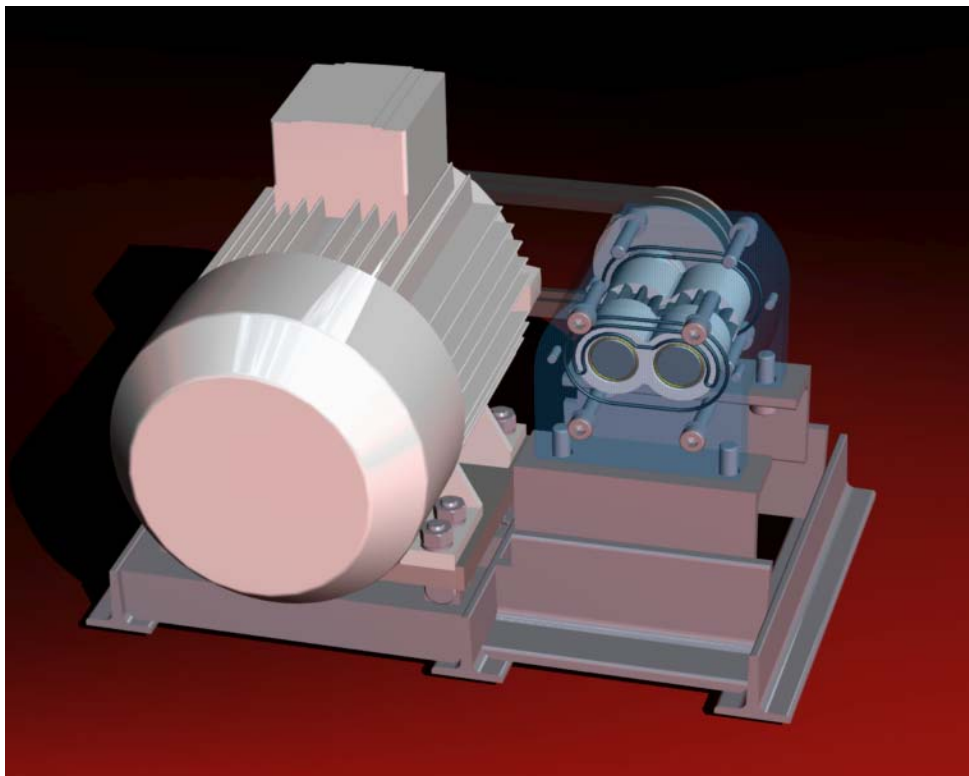
Soustrojí bylo konstruováno jako kompaktní, s ohledem na nízkou hmotnost, cenu a malé rozměry. Vymodelováno bylo pouze soustrojí motor – čerpadlo. Model tedy neobsahuje hydraulický obvod. Elektromotor je uložen na naklápěcí desce, čerpadlo je pevně spojeno se svařovaným rámem. Pohon čerpadla podle zadání řemenovým převodem (obr. 21, 22 a 23).



Obr. 21 – pohled na soustrojí zprava

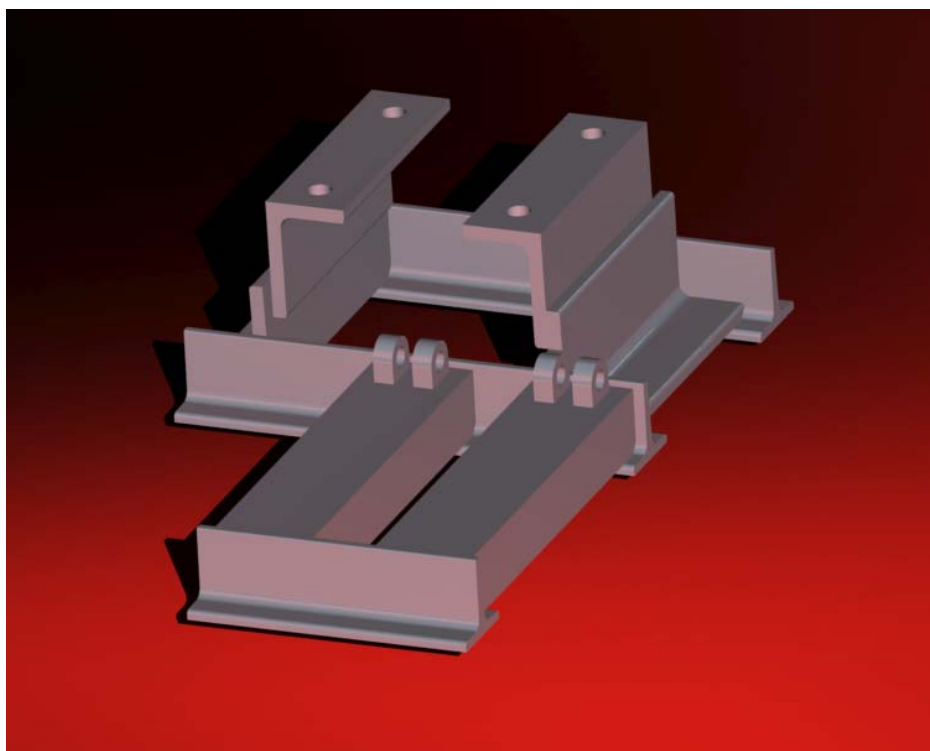


Obr. 22 – pohled na soustrojí zleva

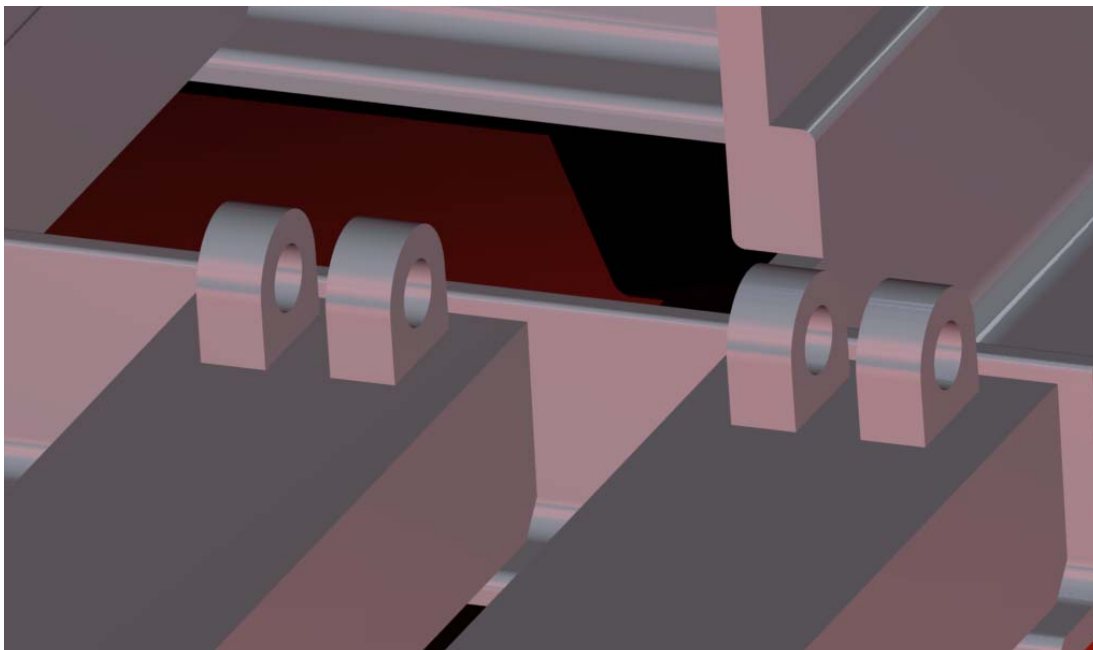


Obr. 23 – pohled na soustrojí zezadu

Nosný rám je svařený z profilů T, UE a L (obr. 24). Důraz byl kladen především na tuhost rámu. Součástí rámu jsou vidlice, do kterých se usazují čepy naklápěcí desky (obr. 25).

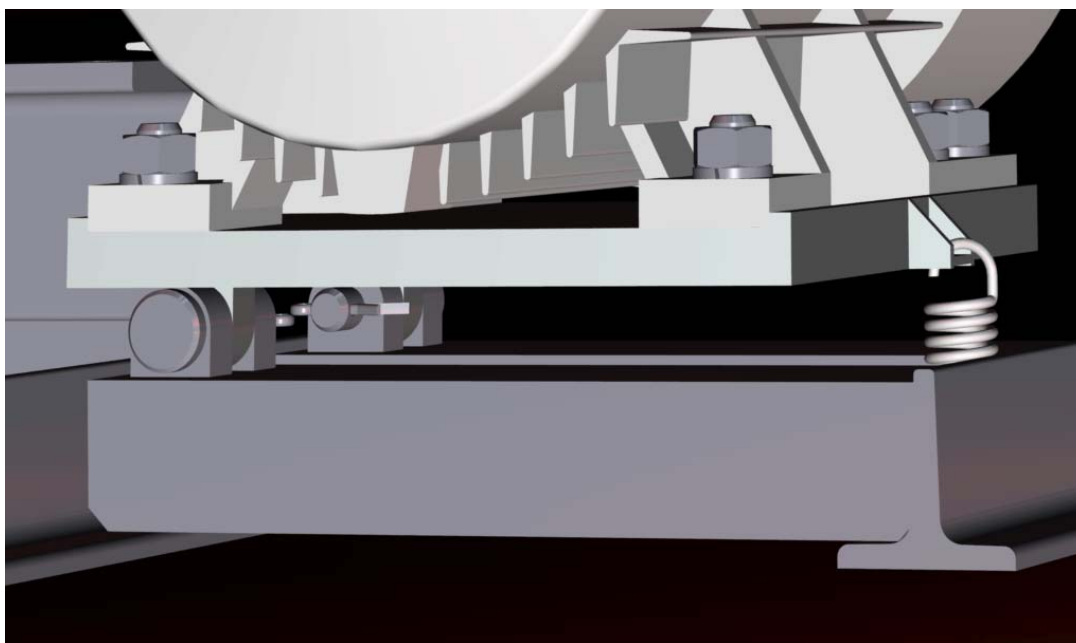


Obr. 24 - fréma



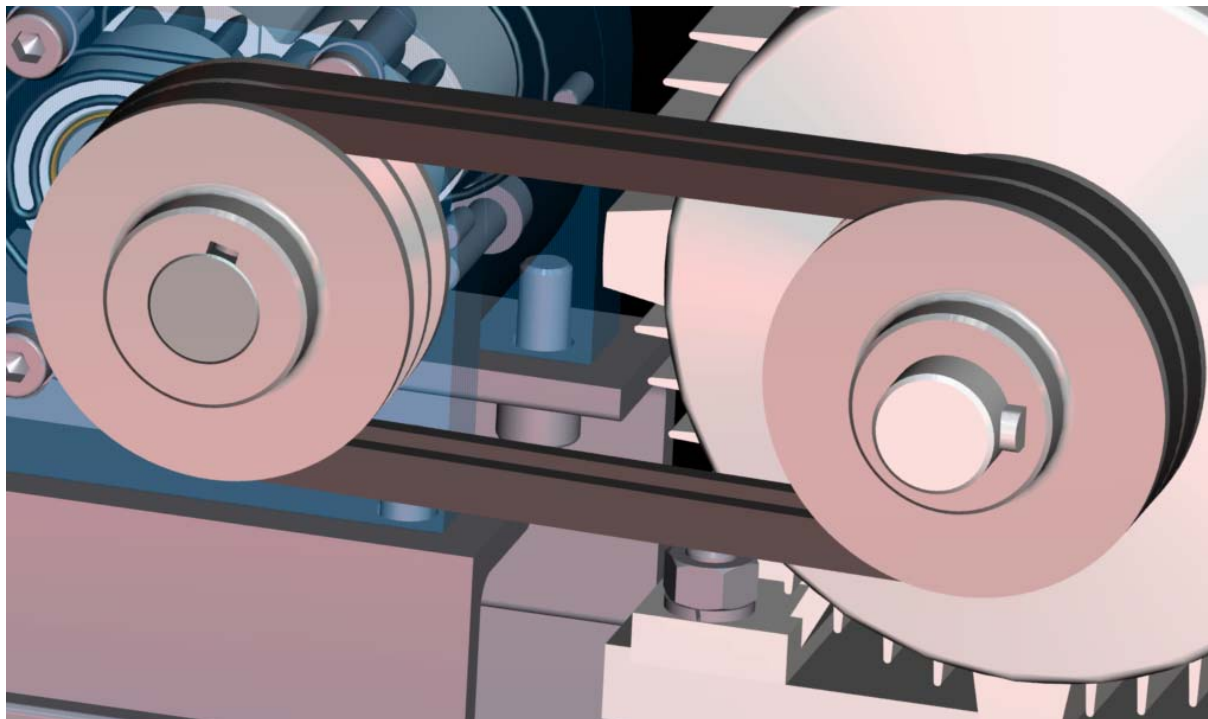
Obr. 25 – detail uložení čepů

Naklápěcí deska na níž je uložen elektromotor slouží k vytvoření požadovaného předpětí klínových řemenů, aby nedocházelo k prokluzům. Předpětí je řízeno tíhou elektromotoru a silou od pružiny (obr. 26)

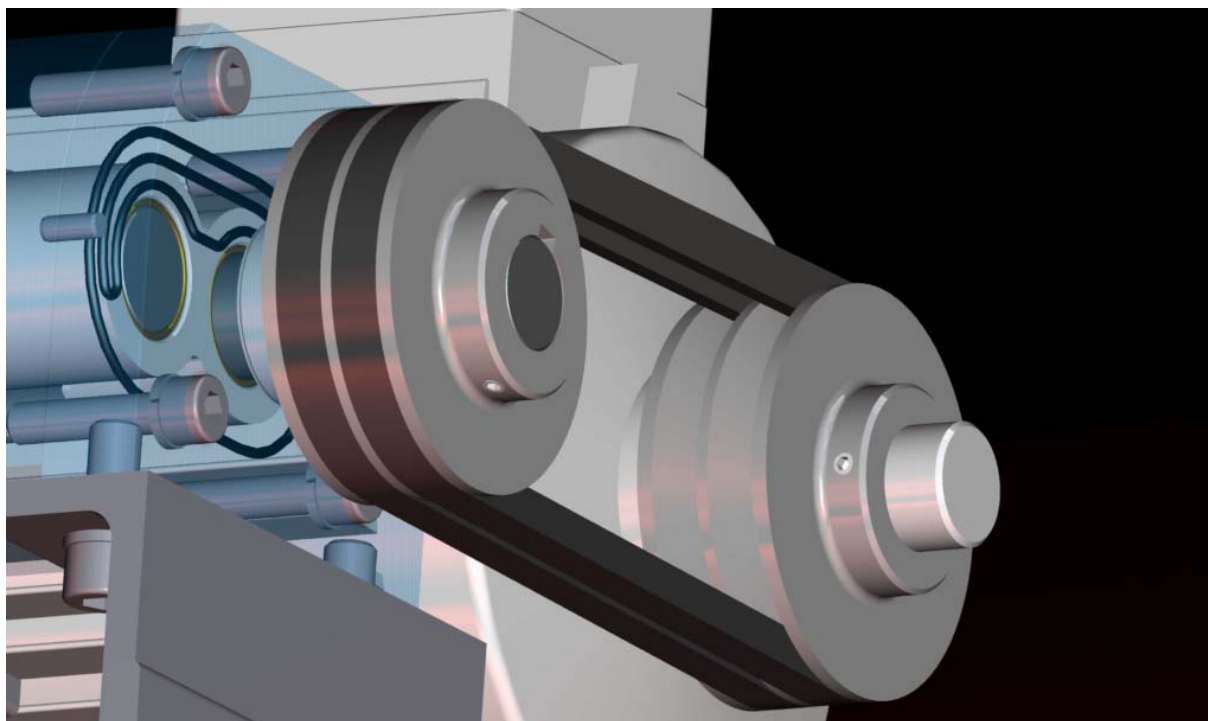


Obr. 26 – detail uložení elektromotoru

Přenos krouticího momentu z hřídele na řemenici resp. opačně zajišťují pera. Aby nedošlo k axiálnímu posunu řemenic na hřídeli, jsou zajištěny stavěcími šrouby (obr. 27, 28).



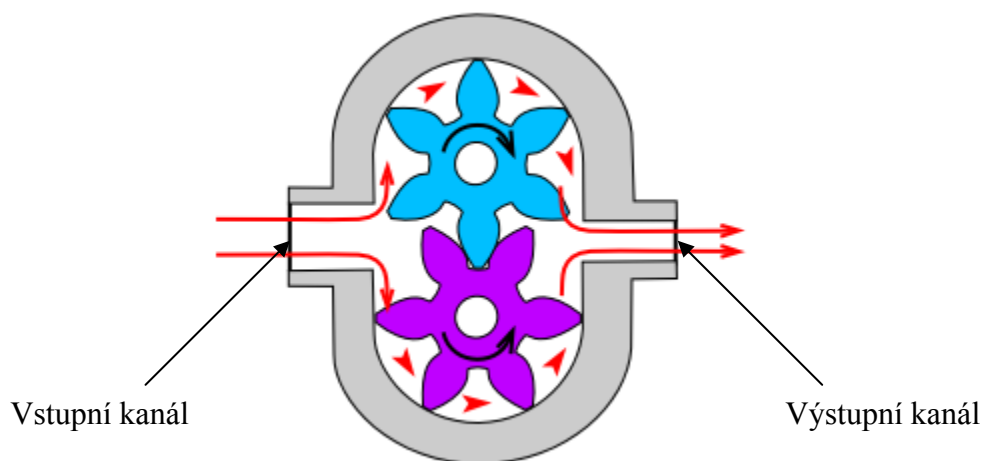
Obr. 27 – řemenový převod



Obr. 28 – zajištění polohy řemenic pomocí stavěcích šroubů

Práce zubového čerpadla:

Vstupním sacím kanálem se do pracovního prostoru čerpadla přivádí pracovní kapalina, obvykle z nádrže, nebo z oblasti s nižší hodnotou tlaku. Působením pracovního mechanismu kapalina postupuje pracovní částí čerpadla do výstupního kanálu, čímž vytváří průtok (obr. 29).

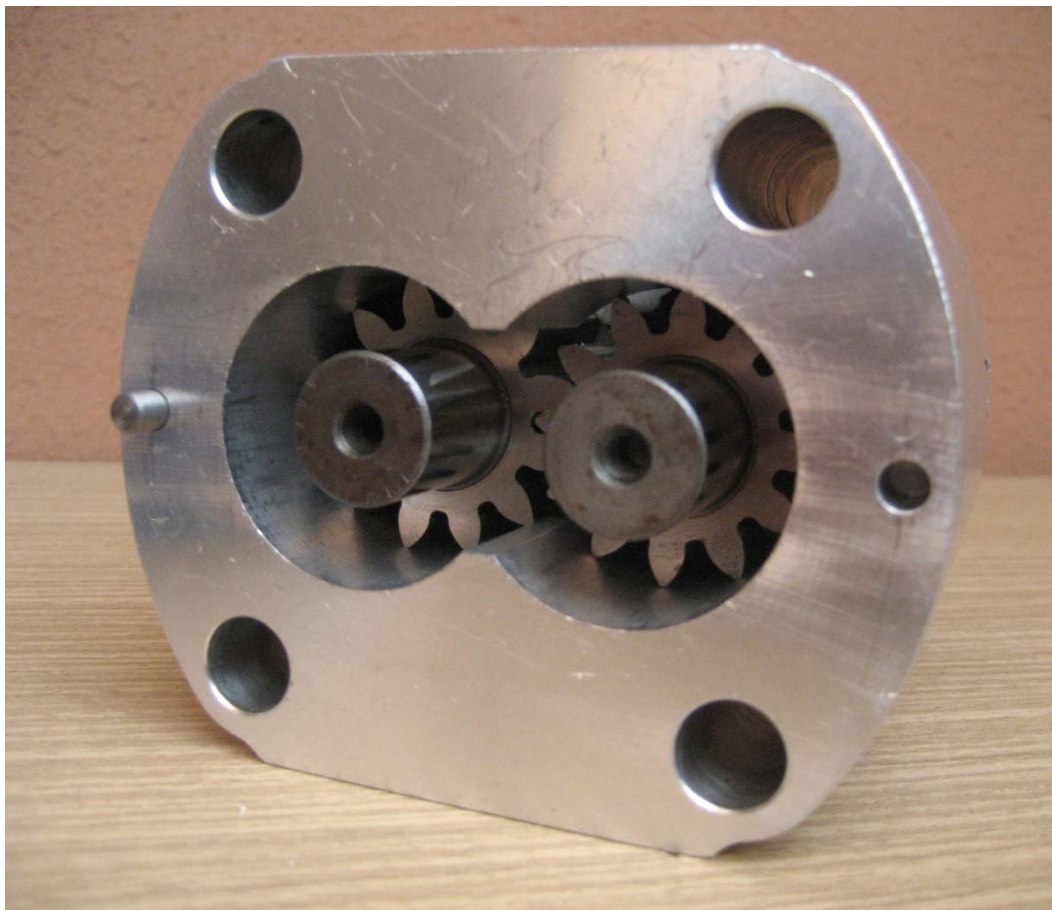


Obr. 29 – práce zubového čerpadla

Návrh zubového čerpadla byl inspirován konstrukcí zubového čerpadla T-12,5R.11400 firmy Jihostroj a.s. (obr. 30, 31 a 32)



Obr. 30 – zubové čerpadlo T-12,5R.11400 firmy Jihostroj a.s.

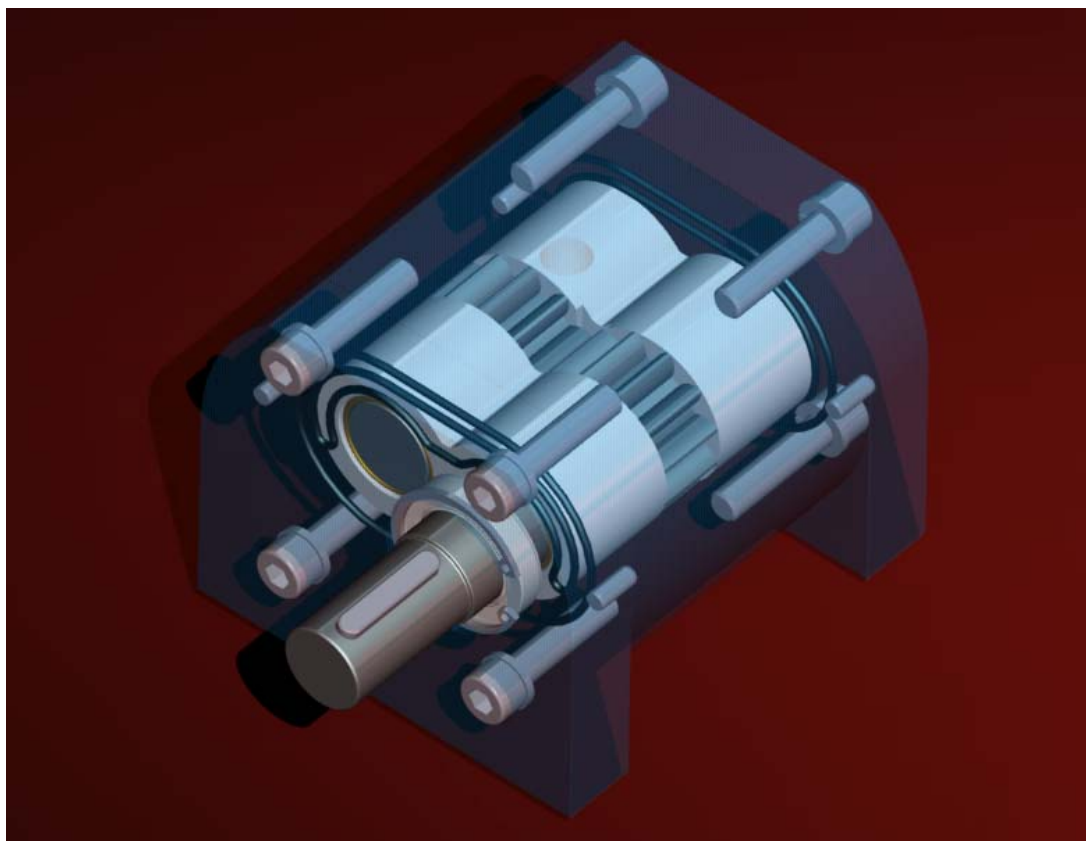


Obr. 31 – pohled na ozubená kola čerpadla T-12,5R.11400 firmy Jihostroj a.s.



Obr. 32 – jednotlivé části čerpadla T-12,5R.11400 firmy Jihostroj a.s.

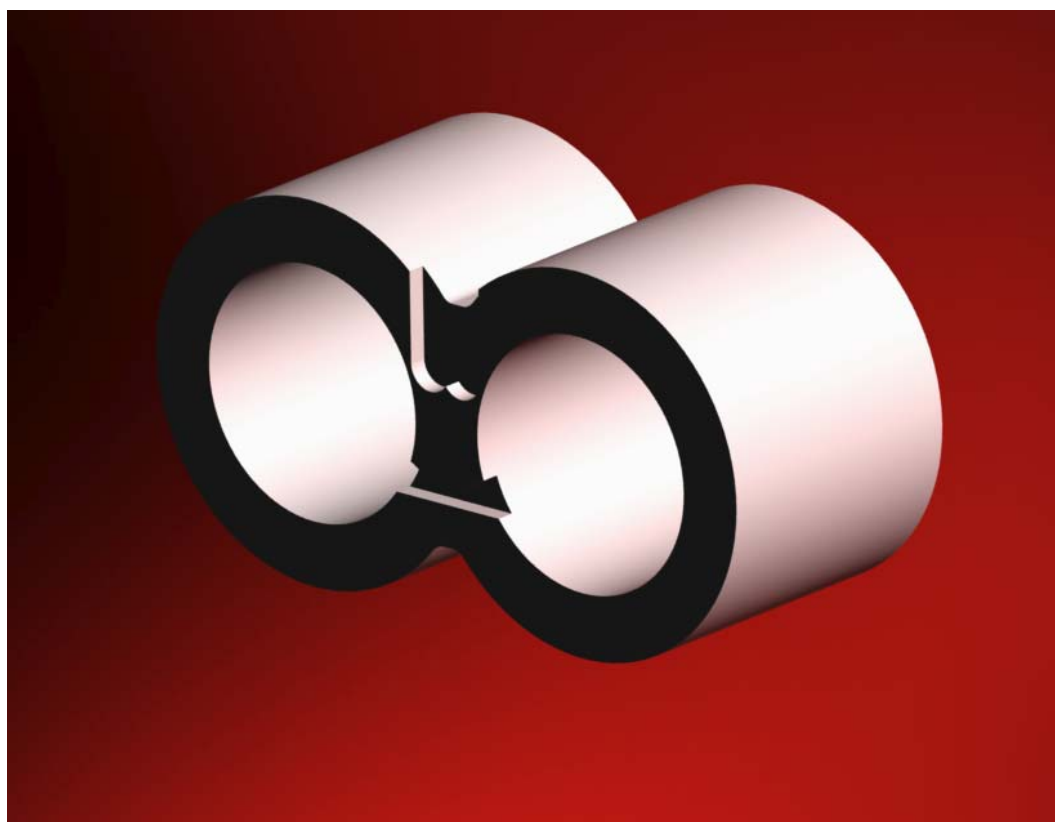
Konstrukční řešení čerpadla je znázorněno na obr. 33. Základem je dvojice ocelových ozubených hřídelí. Ozubení je korigováno jako +V, aby nedošlo k podřezání zubů. Malý počet zubů byl volen ze dvou důvodů. První důvodem je požadavek na součinitele záběru, jenž by měl nabývat hodnot 1-2, aby nedocházelo k velkým pulzacím průtoku [2]. Druhým důvodem jsou malé celkové rozměry čerpadla. Hřídele jsou uloženy v kompozitních kluzných ložiskách, která jsou mazána pracovní kapalinou. Vše je uzavřeno v hliníkovém těle dvojicí hliníkových vík přišroubovaných osmi šrouby. Přesnou polohu těla a vík zajišťují kolíky.



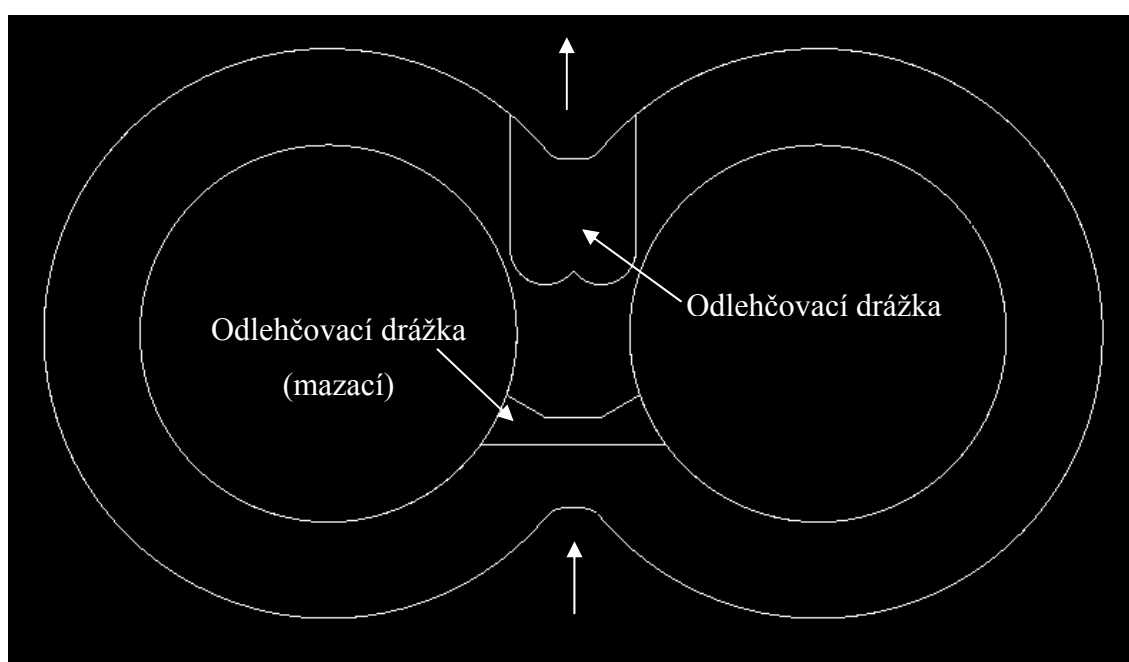
Obr. 33

Ložiska jsou usazena v ložiskových sedlech. Díky nim je zajištěna přesná poloha hřídelí resp. ozubených kol v těle čerpadla. V ložiskových sedlech jsou vyfrézovány drážky, které mají dvě funkce. První je přívod pracovní kapaliny ke kluzným ložiskům – mazání ložisek. Druhá je vytvoření odlehčení v kritických místech. V zásadě jsou dvě kritická místa. První je v místě, kde zuby vstupují do záběru. Část kapaliny se uzavírá do zubové mezery a vrací se zpět do vstupního prostoru. Tento mrtvý prostor se postupně zmenšuje a dochází ke stlačení kapaliny, což má za následek přídatné zatížení ložisek. Odlehčení umožňuje únik uzavřené kapaliny. Druhé kritické místo je v místě, kde zuby vystupují ze záběru. Vlivem zvětšování

mezery mezi zuby dochází k podtlaku, což opět zatěžuje ložiska. Odlehčení opět umožní únik uzavřené kapaliny. Ložiskové sedlo je na obr. 34, tvar drážek na obr. 35.

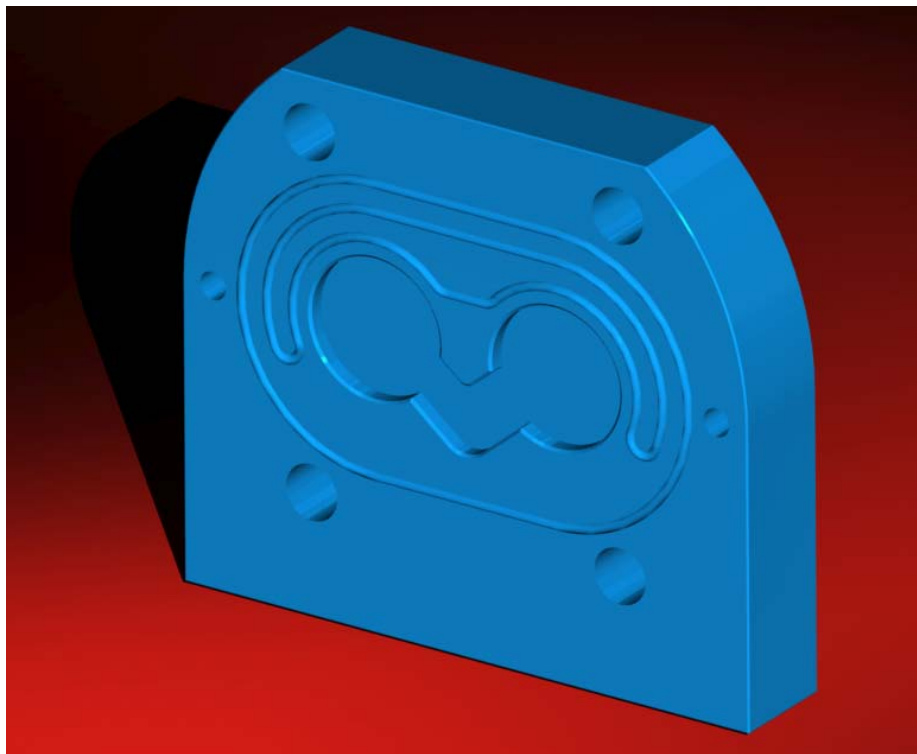


Obr. 34 – ložiskové sedlo

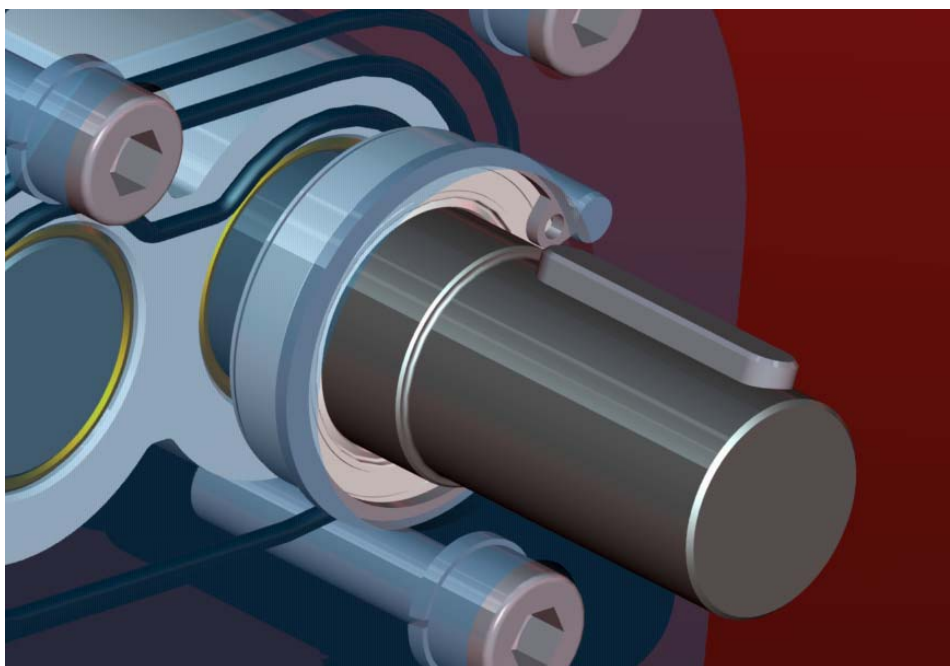


Obr. 35 – naznačení kritických míst

Těsnění čerpadla je na každé straně zajištěno pomocí dvou O-kroužků umístěných ve speciálních drážkách víka. Na výstupní straně je těsnění zdvojeno. Ve víku je také udělána drážka sloužící k proudění pracovní kapaliny z ložisek zpět do vstupního prostoru.(Obr. 36). Vstupní hřídel je těsněn pomocí gufera s prachovkou (Obr. 37).



Obr. 36 – víko čerpadla



Obr. 37 – těsnění vstupního hřídele

7. Konstrukční výpočty

Výpočty byly prováděny na základě [2] a [3], jelikož pomocí výpočtů podle [3] bylo dosaženo při stejném počtu zubů vyšší hodnoty modulu, byl zvolen pro návrh tento výpočet. Celý výpočet byl zautomatizován pomocí softwaru MITcalc a Mathcad. Díky této automatizaci bylo vyzkoušeno několik variant výpočtů a vybrána byla varianta nejvhodnější (s největším modulem, při dosažení vhodného součinitele záběru).

7.1. Návrh zubového čerpadla

Návrh zubového čerpadla byl prováděn podle [3].

Zadané hodnoty:

Tlak	$p = 2 \text{ MPa}$
Otáčky	$n = 955 \text{ min}^{-1}$
Minimální průtok	$Q_{\min} = 0,13 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$

Zvolené hodnoty

Celková účinnost	$\eta = 0,6$
Objemová účinnost	$\eta_v = 0,89$
Poměr $\frac{b}{m}$ (podle tab. 13)	$\frac{b}{m} = 6,375$
Záběrový úhel	$\alpha = 20^\circ$

Tab. 13 – poměr b/m v závislosti na počtu zubů podle [3]

Počet zubů	9	10	11	12	13
b/m	4	5,125	5,75	6,375	7

Teoretický průtok v prvním přiblížení

$$Q_t' = \frac{Q_{\min}}{\eta_v} \quad (7)$$
$$Q_t' = 0,146 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$

Geometrický objem v prvním přiblížení

$$V'_g = \frac{Q'_t}{n}$$
$$V'_g = 9,187 \cdot 10^{-3} \text{ l}$$
(8)

Modul v prvním přiblížení

$$m' = \sqrt[3]{\frac{V'_g}{2 \cdot \pi \cdot (z + 1,27) \cdot \frac{b}{m}}}$$
$$m' = 2,585 \text{ mm}$$
(9)

Podle normalizované řady zvolen modul $m = 2,75 \text{ mm}$.

Šířka ozubení

$$\frac{b}{m} = 6,375 \Rightarrow b = 6,375 \cdot m = 17,531 \text{ mm}$$

Zvolena šířka ozubení $b = 18 \text{ mm}$

Geometrický objem

$$V_g = 2 \cdot \pi \cdot m \cdot z \cdot b = 0,01 \text{ l}$$
(10)

Teoretický průtok

$$Q_t = V_g \cdot n = 0,163 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$
(11)

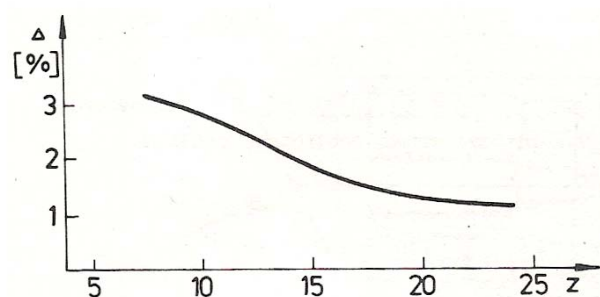
Průtok přesně

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot b \cdot m^2 \left(z + 1 - \frac{\pi^2 \cdot \cos^2 \alpha}{12} \right) = 0,167 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}$$
(12)

Pozn.

V [3] je uváděn zjednodušený výpočet průtoku podle vzorce (13). Z grafu na obr. 38 je zřejmé, že v oblasti s nižším počtem zubů je odchylka od přesného průtoku větší, proto byl proveden přesnější výpočet podle [3].

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot b \cdot m^2 \cdot z \quad (13)$$



Obr. 38 – odchylka průtoku způsobená zjednodušeným výpočtem

Výkon čerpadla

$$P = Q \cdot \frac{p}{\eta} = 0,556 \text{ kW} \quad (14)$$

7.2. Návrh pohonné jednotky

Podle doporučení v [2] by měl výkon motoru volen v rozmezí $(1,3 - 1,5) \cdot P$.

S ohledem na výkon čerpadla (14) jsou hranice pro volbu motoru:

$$P_{\min} = 0,735 \text{ kW}$$

$$P_{\max} = 0,849 \text{ kW}$$

Z katalogu firmy SIEMENS byl zvolen motor **1LA7 090-6AA10**. Technická data motoru jsou uvedena v tab. 14.

Tab. 14 – technická data motoru 1LA7 090-6AA10

Výkon P_m [kW]	0,75
Otáčky n_m [min^{-1}]	915
Účinnost η_m [%]	69
Účinník $\cos\varphi$	0,76
Poměrný záběrový moment M_z/M_n	2,2
Hmotnost m_m [kg]	12,5

7.3. Návrh a kontrola řemenového převodu

Výpočet řemenového převodu byl proveden pomocí softwaru MITCalc. Výstup výpočtu je uveden v příloze 1.

Tab. 15 – Zatížení a pracovní parametry

	Hnací řemenice	Hnaná řemenice
Přenášený výkon P [kW]	0,75	0,69
Otáčky řemenic n [min^{-1}]	915	955
Převodový poměr i [-]	0,958	
Krouticí moment M_K [Nm]	7,83	6,93
Typ hnacího stroje (zatížení)	S větší nerovnoměrností	
Typ poháněného stroje (zatížení)	Lehké rázy	
Denní zatížení převodu	8 – 16 hod	
Součinitel skluzu [%]	1,22	
Účinnost [%]	92,4	

Tab. 16 – Návrh geometrie a počtu řemenů

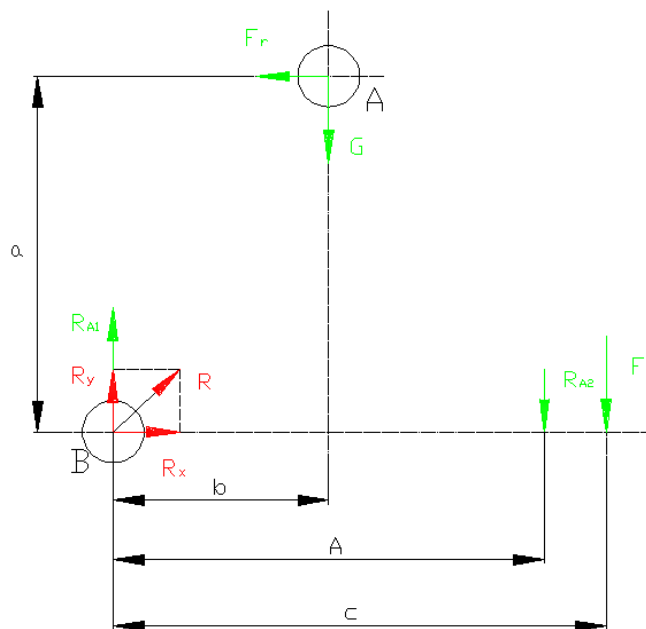
	Hnací řemenice	Hnaná řemenice
Typ klínového řemene	Z 1043(1000)	
Výpočtový průměr řemenice D_p [mm]	75	71
Osová vzdálenost c_{12} [mm]	146,33	
Délka řemene L_w [mm]	522	
Úhel opásání řemenice β [°]	181,57	178,43
Spočítaný počet řemenů K [-]	1,84	1,72
Potřebný počet řemenů K [-]	2	

Tab. 17 – Výsledky, silové poměry

Rychlost řemene v [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]	3,59
Ohybová frekvence řemene f_s [s^{-1}]	14
Předpětí F_0 [N]	165,61
Síla v zatížené větvi řemene F_1 [N]	269,97
Síla v odlehčené větvi řemene F_2 [N]	61,25
Celková radiální síla na hřídel (ložiska) F_r [N]	331,2

7.4. Návrh a kontrola pružiny

Pružina je navržena tak, aby spolu s tíhou motoru zajistila, přes naklápěcí desku, požadované předpětí řemene. Síla, kterou musí pružina vyvinout byla určena z rovnováhy sil kolem bodu B (obr. 39).



Obr. 39 – rovnováha sil kolem bodu B

Kde

$F_r = 331,2 \text{ N}$ – celková radiální síla od řemenového převodu (zjednodušeně je uvažován vodorovný směr síly)

$G = 125 \text{ N}$ – tíhová síla motoru

F_p – síla vyvinutá pružinou

$R_{A1}, R_{A2} = 55 \text{ N}$ – reakce od krouticího momentu motoru

$A = 140 \text{ mm}$

$a = 116 \text{ mm}$

$b = 70 \text{ mm}$

$c = 160 \text{ mm}$

$$\sum x: -F_r + R_x = 0 \quad (15)$$

$$\sum y: -G - F_p - R_{A2} + R_y + R_{A1} = 0 \quad (16)$$

$$\sum M_B: F_r \cdot a - G \cdot b - R_{A2} \cdot A - F_p \cdot c = 0 \quad (17)$$

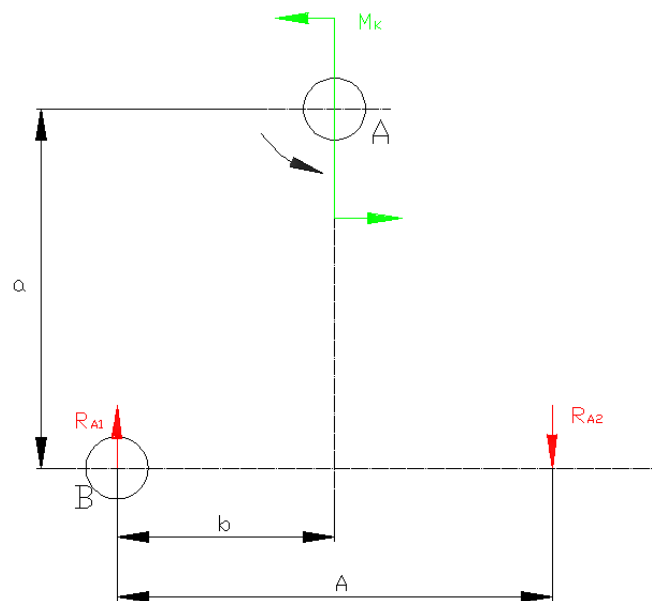
odtud

$$R_x = F_x = 331,2 \text{ N} \quad (18)$$

$$F_p = \frac{F_r \cdot a - G \cdot b - R_{A2} \cdot A}{c} = 137 \text{ N} \quad (19)$$

$$R_y = G + F_p = 200 \text{ N} \quad (20)$$

Výpočet reakcí R_{A1} a R_{A2} od krouticího momentu byl proveden rovnováhou sil kolem bodu A (Obr. 40).



Obr. 40 – rovnováha sil kolem bodu A

Kde

$$M_K = 7,8 \text{ Nm}$$

$$\sum x: R_{A1} - R_{A2} = 0$$

$$\sum M_A: R_{A1} \cdot \frac{A}{2} + R_{A2} \cdot \frac{A}{2} - M_K = 0$$

odtud

$$R_{A1} = R_{A2}$$

$$R_{A1} = \frac{M_K}{A} = 55 \text{ N}$$

Požadovaná síla pružiny je tedy podle (19) $F_p = 137 \text{ N}$. Z konstrukčního řešení vyplývá délka zatížené pružiny $L_{8p} = 59,5 \text{ mm}$. Výpočet pružiny byl proveden v softwaru MITCalc. Výstup výpočtu je uveden v příloze 2.

Tab. 18 – Provedení a volba materiálu pružiny

Provedení pružiny	S předpětím, vinutá na navíjecí stoličce
Provedení konců	Obyčejné oko
Smysl vinutí zavitu	Pravý
Způsob výroby	Formování za studena
Materiál pružiny	Tažený drát třídy DM podle EN 102-70-1
Modul pružnosti ve smyku G_{20} [MPa]	81500
Mez pevnosti v tahu R_m [MPa]	1760
Mezní dovolené napětí v krutu τ_D [MPa]	880
Mezní dovolené napětí v ohybu σ_D [MPa]	1232

Tab. 19 – Rozměry navržené pružiny

Střední průměr pružiny D [mm]	11,65
Průměr drátu d [mm]	2
Vnější / vnitřní průměr pružiny D_e/D_i [mm]	13,65 / 9,65
Počet činných závitů n [-]	14,5
Délka aktivní části pružiny L_k [mm]	31
Výška závěsného oka L_H [mm]	7,88
Volná délka pružiny L_0 [mm]	46,76

Tab. 20 – Pevnostní kontrola pružiny

Korekční součinitel napětí v krutu K_s [-]	1
Korigované napětí pružiny v plně zatíženém stavu τ_{8C} [MPa]	508,04
Mezní dovolené napětí v krutu τ_D [MPa]	880
Míra bezpečnosti	1,732

Tab. 21 – Parametry pružiny pro specifické zatížení, resp. délku

Parametry pružiny pro dané pracovní zatížení	
Zatížení pružiny F_x [N]	137
Deformace (roztahení) pružiny s_x [mm]	12,75
Délka pružiny L_x [mm]	59,51
Napětí pružiny τ_x [MPa]	508,04
Parametry pružiny pro danou pracovní délku	
Délka pružiny L_x [mm]	59,5
Deformace (roztahení) pružiny s_x [mm]	12,74
Síla vyvinutá pružinou F_x [N]	136,95
Napětí pružiny τ_x [MPa]	507,85

7.5. Návrh a kontrola čepu

Čep je zatěžován výslednicí reakcí R_x (18) a R_y (20)

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = 387 \text{ N}.$$

Výpočet čepu byl proveden v softwaru MITCalc. Výstup výpočtu je uveden v příloze 3.

Tab. 22 – Zatížení čepu, materiály

Působící síla F [N]	387
Typ zatížení	Klidné
Typ čepu	Plný čep
Materiál vidlice/táhla	Konstrukční ocel / Konstrukční ocel
Materiál čepu	Konstrukční ocel

Tab. 23 – Navržené rozměry

Šířka táhla a [mm]	10
Šířka vidlice b [mm]	10
Průměr čepu d [mm]	10
Délka čepu L [mm]	40
Funkční délka čepu L_f [mm]	33,9

Tab. 24 – Pevnostní kontrola čepu

Kontrola otláčení : Čep - Vidlice	
Dovolený tlak p_D [MPa]	30
Srovnávací tlak p [MPa]	1,9
Bezpečnost	15,5
Kontrola otláčení : Čep – Táhlo	
Dovolený tlak p_D [MPa]	30
Srovnávací tlak p [MPa]	3,9
Bezpečnost	7,75
Kontrola čepu na ohyb	
Dovolené napětí v ohybu σ_D [MPa]	80
Srovnávací napětí σ [MPa]	14,8
Bezpečnost	5,41

7.6. Návrh a kontrola ozubení

Výpočet ozubení byl proveden v softwaru MITCalc. Výstup výpočtu je uveden v příloze 4.

Tab. 25 – Vstupní parametry, materiály

	Pastorek	Kolo
Přenášený výkon P_w [kW]	0,69	0,676
Otáčky pastorku / kola n [min^{-1}]	955	955
Krouticí moment (pastorek/kolo) M_k [Nm]	6,9	6,76
Požadovaný převod. poměr i	1	
Skutečný převod. poměr	1/0%	
Materiál pastorku	Konstrukční ocel ušlechtilá, povrchově kalená po boku ($R_m=785\text{MPa}$)	
Materiál kola	Konstrukční ocel ušlechtilá, povrchově kalená po boku ($R_m=785\text{MPa}$)	
Typ zatížení převodovky od hnacího stroje	Plynulé	
Typ zatížení převodovky od poháněného stroje	S malou nerovnoměrností	

Požadovaná životnost L_h [h]	40000	
Minimální koeficient bezpečnosti (dotyk/ohyb) S_H/S_F	1,3/1,6	1,3/1,6

Tab. 26 – Navrhnutá geometrie ozubení

	Patorek	Kolo
Počty zubů pastorku/kola z	12	12
Šířka pastorku/kola b [mm]	18	18
Normální modul m_n [mm]	2,75	
Normální rozteč p [mm]	8,639	
Osová vzdálenost roztečná a [mm]	33	
Normální úhel záběru α [°]	20	
Úhel sklonu zubů β [°]	0	
Průměr roztečné kružnice d [mm]	33	33
Výška hlavy zubu h_a [mm]	3,8967	3,8967
Výška paty zubu h_f [mm]	2,2908	2,2908
Jednotkové posunutí x [modul]	0,4170	0,4170
Celková jednotková korekce x_1+x_2 [modul]	0,8340	
Součinitel celkového záběru ε_γ	1,2836	
Kritické otáčky n_{E1} [min ⁻¹]	63071	
Účinnost převodového soukolí μ [%]	97,98	

Tab. 27 – Koeficienty bezpečnosti

	Patorek	Kolo
Únava v dotyku S_H	1,53	1,53
Únava v ohybu S_F	8,83	8,83

Tab. 28 – Silové poměry

	Patorek	Kolo
Obvodová síla F_t [N]	418,18	
Normálná síla F_n [N]	445	
Axiální síla F_a [N]	0	
Radiální síla F_r [N]	152	

7.7. Návrh a kontrola hřídelí

Silové poměry

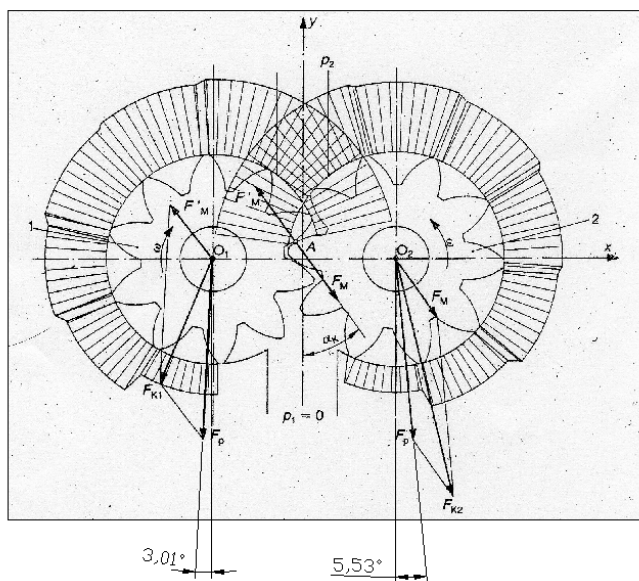
Normálná síla od ozubení se skládá s výslednicí tlaku kapaliny. Výslednice tlaků je podle [2] různá pro hnací (index 1) a hnaný (index 2) hřídel.

Velikost výslednice tlaku

$$F_{p1} = 0,65 \cdot D_a \cdot b \cdot p = 954,6 \text{ N} \quad (21)$$

$$F_{p2} = 0,85 \cdot D_a \cdot b \cdot p = 1248,3 \text{ N} \quad (22)$$

Směr výslednice je možné zjistit pouze experimentálně. Pro návrhový výpočet byly použity hodnoty úhlů odměřených ze schématu z [4] (obr. 41).

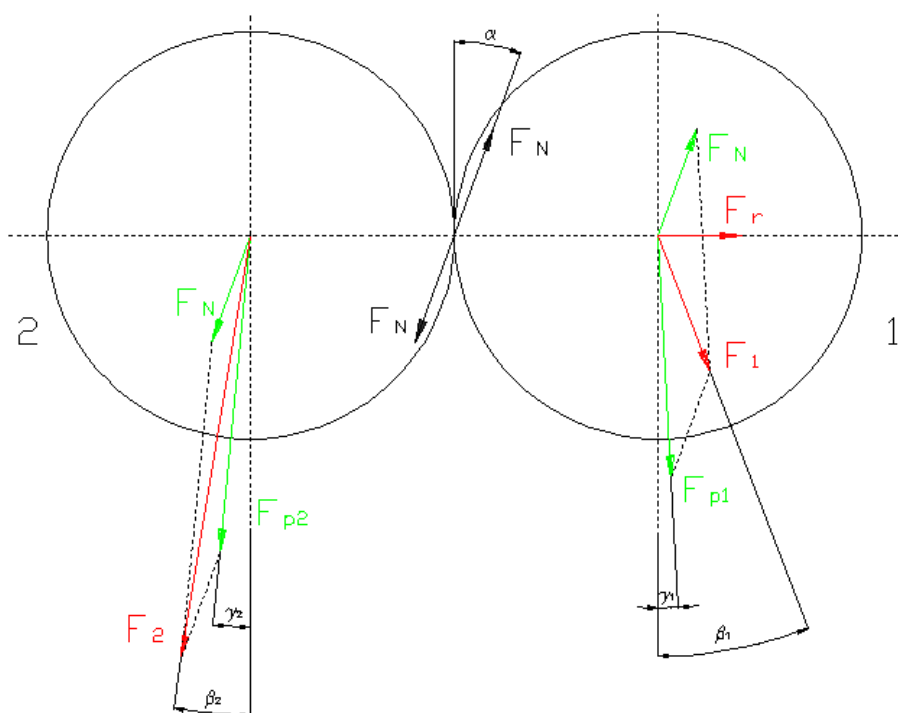


Obr. 41 – rozložení tlaku v zubovém čerpadle

Tyto úhly byly označeny jako γ_1 a γ_2 . Ke zjištění výslednice byla použita grafická metoda (příloha 7) a zjištěné hodnoty jsou uvedeny v tab. 29. Složení sil a také radiální síla od řemenového převodu jsou zobrazeny na obr. 42.

Tab. 29 – směr a velikost výsledných sil od tlaku

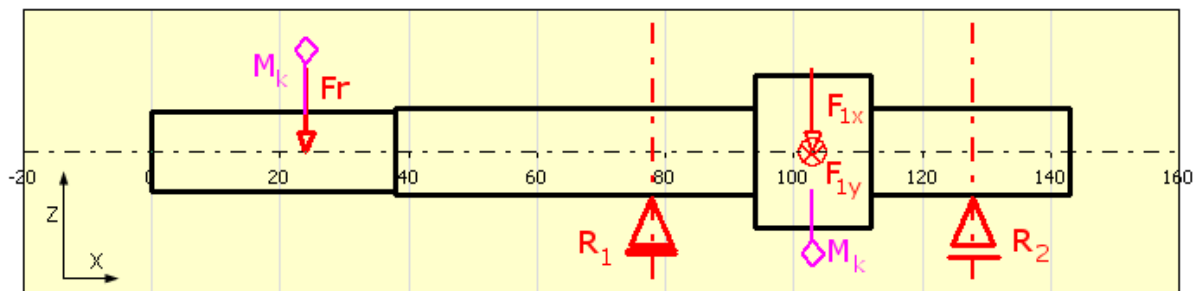
Velikost síly	Úhel
$F_1=573,7\text{N}$	$\beta_1=21^\circ$
$F_2=1683,5\text{N}$	$\beta_2=9^\circ$



Obr. 42 – síly působící na hřídele

Hnací hřídel

Je zatěžována silou F_1 , F_r a krouticím momentem M_k . Jelikož síla F_1 leží v obecné rovině, je třeba ji rozložit na složky F_{1x} a F_{1y} a řešit zatížení hřídele ve dvou navzájem kolmých rovinách. Zatížení hřídele je zobrazeno na obr. 43.



Obr. 43 – zatížení hřídele

Výpočet hřídele byl proveden v softwaru MITCalc. Výstup výpočtu je uveden v příloze 5.

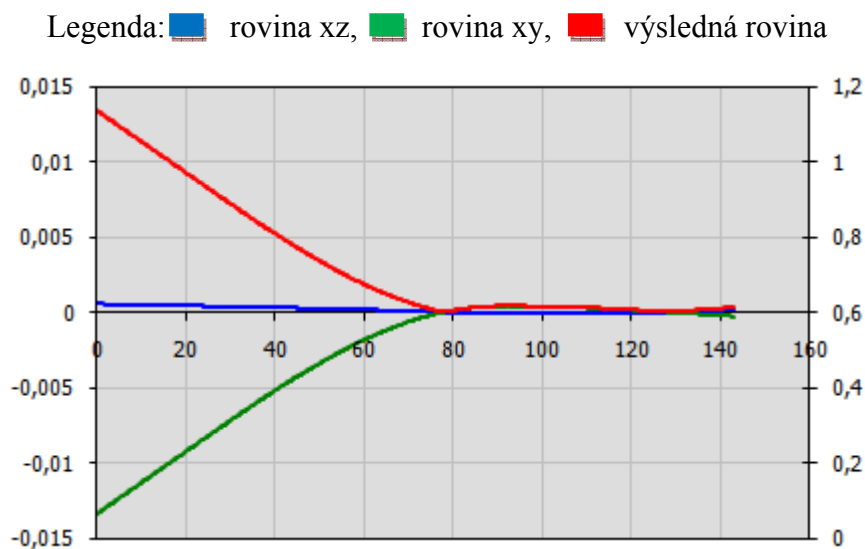
Tab. 30 – Vstupní parametry

Přenášený výkon P [kW]	0,69
Otáčky hřídele n [min ⁻¹]	955
Krouticí moment Mk [Nm]	6,9
Síla F ₁ [N]	573,7
Síla F _r [N]	152
Typ zatížení	Krut + Ohyb
Materiál	Zušlechťená a legovaná ocel (R _m =600MPa)

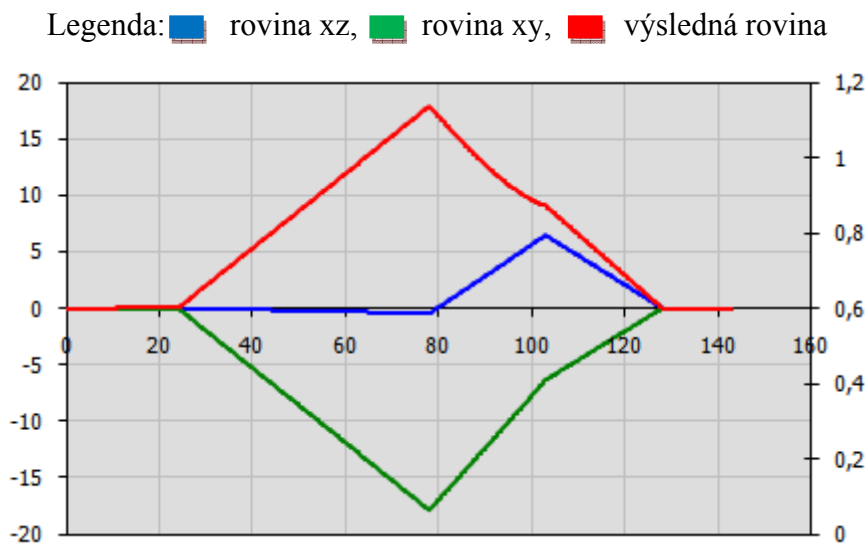
Tab. 31 – Vypočtené parametry

	y	z	Σy+z
Reakce v podpoře R ₁ [N]	791,69	285,92	841,75
Reakce v podpoře R ₂ [N]	-254,89	258,37	362,94
Maximální průhyb y [mm]	0,0134		
Maximální zkroucení φ [°]	0,0117		
Naklopení v R ₁	0,0035		
Naklopení v R ₂	0,0012		
Max. redukované napětí σ _r [MPa]	14,3		
Min. statická bezp. S _{Fst}	18,66		
Min. dynamická bezp. S _{FD}	15,26		

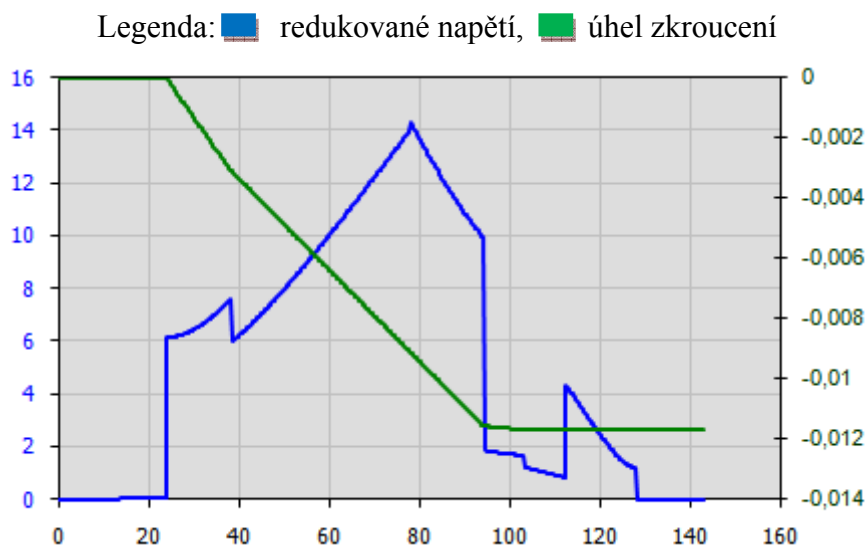
Na následujících obrázcích jsou znázorněny průběhy jednotlivých parametrů. Z tab. 31 je patrné, že hodnoty statické i dynamické bezpečnosti jsou dostačující. Nejnižších hodnot nabývá bezpečnost v nebezpečných místech tj. na 94. a 112. mm délky hřídele, tedy na přechodu ozubení.



Obr. 45 – průběh průhybu [mm]



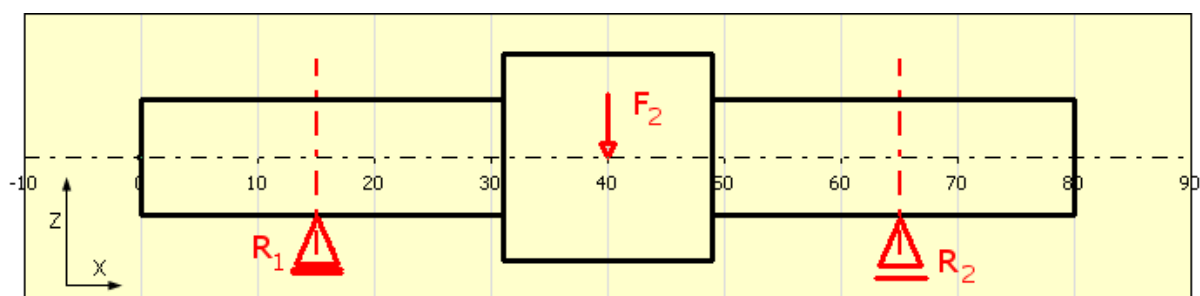
Obr. 46 – průběh ohybového momentu [Nm]



Obr. 47 – průběh redukovaného napětí [MPa] a úhlu zkroucení [°]

Hnaná hřídel

Je zatěžovaná pouze jedinou silou F_2 (Obr. 48)



Obr. 48 – zatížení hřídele

Výpočet hřídele byl proveden v softwaru MITCalc. Výstup výpočtu je uveden v příloze 6.

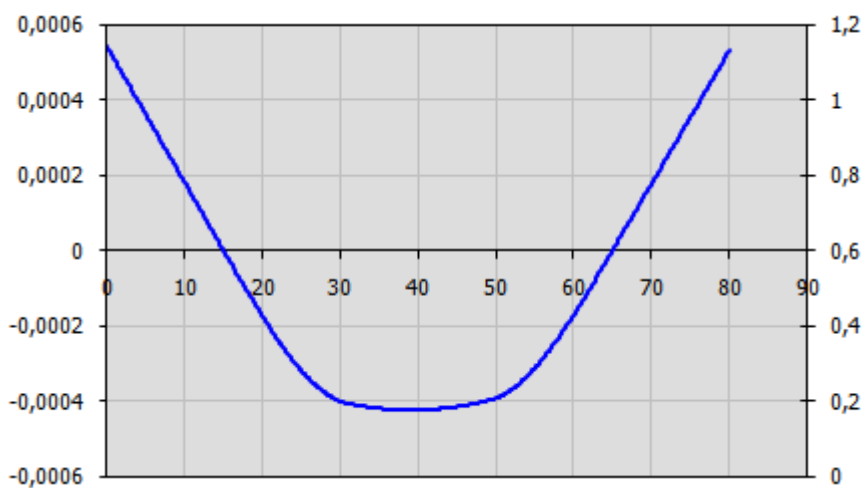
Tab. 32 – Vstupní parametry

Přenášený výkon P [kW]	0,68
Otáčky hřídele n [min ⁻¹]	955
Krouticí moment M_k [Nm]	6,77
Síla F_2 [N]	1683,5
Typ zatížení	Krut + Ohyb
Materiál	Zušlechťená a legovaná ocel ($R_m=600\text{MPa}$)

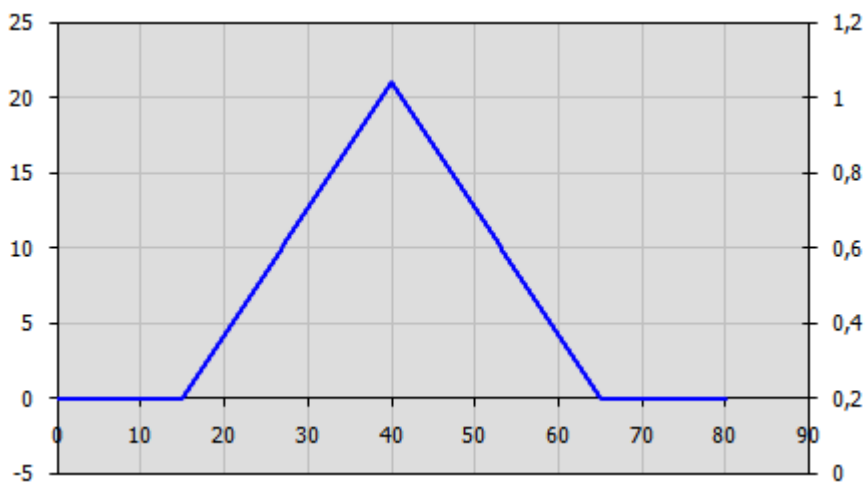
Tab. 33 – Vypočtené parametry

	y	z	$\Sigma y+z$
Reakce v podpoře R_1 [N]	0	841,75	841,75
Reakce v podpoře R_2 [N]	0	841,75	841,75
Maximální průhyb y [mm]	0,0005		
Maximální zkroucení φ [°]	0,0000		
Naklonění v R_1	0,0021		
Naklonění v R_2	0,0020		
Max. redukované napětí σ_r [MPa]	10,3		
Min. statická bezp. S_{Fst}	26,13		
Min. dynamická bezp. S_{FD}	13,23		

Na následujících obrázcích jsou znázorněny průběhy jednotlivých parametrů. Z tab. 33 je patrné, že hodnoty statické i dynamické bezpečnosti jsou dostačující. Nejnižších hodnot nabývá bezpečnost v nebezpečných místech tj. na 31. a 49. mm délky hřídele, tedy na přechodu ozubení.

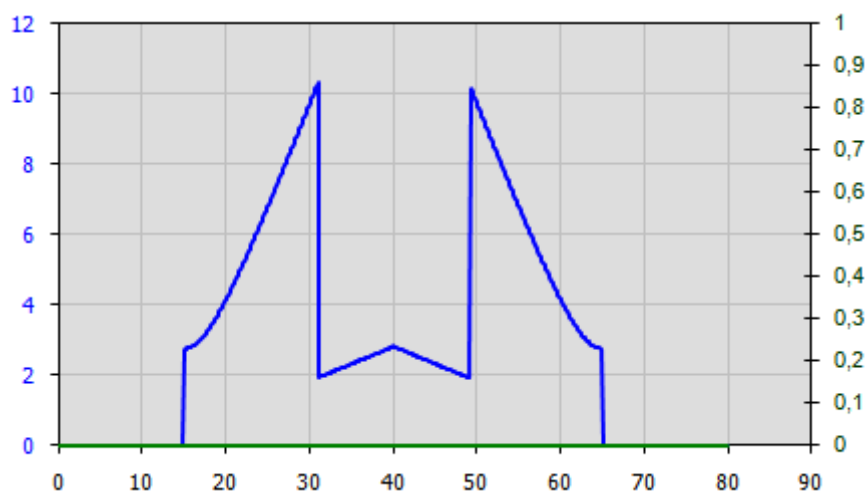


Obr. 49 – průběh průhybu [mm]



Obr. 50 – průběh ohybového momentu [Nm]

Legenda: ■ redukované napětí, ■ úhel zkroucení



Obr. 51 – průběh redukovaného napětí [MPa] a úhlu zkroucení [°]

7.8. Návrh a kontrola kluzných ložisek

U obou hřídelů byla použita stejná kluzná ložiska firmy IB. Výpočet životnosti byl proveden podle postupu v katalogu [5].

Navržené ložisko **2430 IB 021-21**

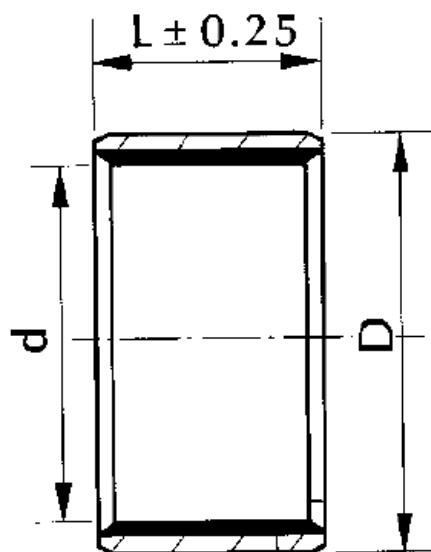
Rozměry ložiska

$$d = 24mm$$

$$D = 27mm$$

$$L = 30mm$$

Jednotlivé rozměry jsou zakótovány na obr. 52.



Obr. 52 – základní rozměry ložiska

Působící síla (největší reakce):

Síla určující životnost ložiska je největší reakce (tab. 31, 33).

$$R_1 = 841,75 N$$

Základní životnost

Je odvozena na základě vztahu (23) a způsobu zatížení (obr. 53)

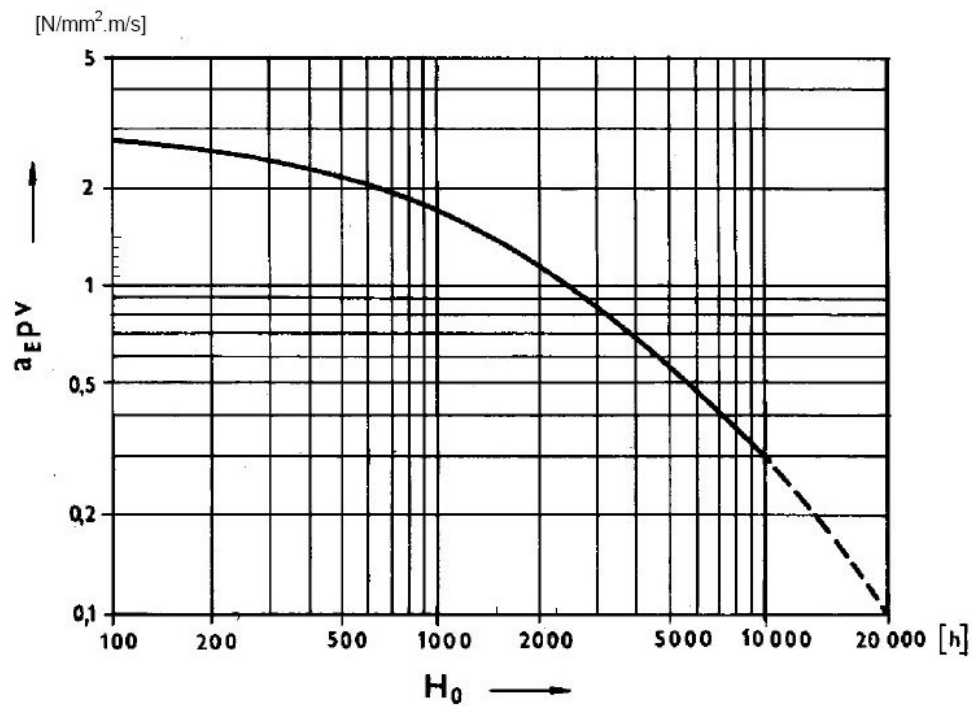
$$a_E \cdot p \cdot v = 1,017 \cdot 1,169 \cdot 1,2 = 1,427 N \cdot m \cdot mm^{-2} \cdot s^{-1} \quad (23)$$

kde

p měrné zatížení určené podle (24)

v kluzná rychlost určená podle (25)

a_E koeficient základní životnosti určený podle (26)



Obr. 53 – závislost základní životnosti H_0 na součinu $a_E \cdot p \cdot v_{\max}$

$$H_0 = 1600h$$

Měrné zatížení

$$p = \frac{R_1}{d \cdot L} = \frac{841,75}{24 \cdot 30} = 1,169 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2} \quad (24)$$

Kluzná rychlost

$$v = \pi \cdot d \cdot n = \pi \cdot 0,024 \cdot 15,9 = 1,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (25)$$

Koeficient základní životnosti

$$a_E = \frac{p_M}{p_M - p} = \frac{70}{70 - 1,169} = 1,017 \quad (26)$$

kde

p_M dovolené maximální zatížení

Dovolené maximální zatížení

Bylo stanoveno z tab. 33.

$$p_M = 70 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-2}$$

Tab. 33 – dovolené maximální zatížení

Zatížení	Pracovní pohyb [m.s⁻¹]	Požadovaný počet cyklů n nebo f₀ na životnost [10⁶]	Mazání	p_M [N.mm⁻²]
Statické	Otáčivý v<0,01		Plastické mazivo	140
Statické	Otáčivý 2,5 ≥ v ≥ 0,1		Plastické mazivo nebo olej	70
Statické nebo dynamické	Otáčivý v>2,5		Olej (hydrodynamický)	
Statické nebo dynamické	Kývavý	0,1	Plastické mazivo nebo olej	140
		1		100
		10		50
		100		15

Podmínka

Splněním následující podmínky je zaručeno, že bylo zvoleno vhodné ložisko.

$$a_E \cdot p \cdot v \leq a_E \cdot p \cdot v_{\max} \quad (27)$$

$$1,427 \leq 2,8$$

kde $a_E \cdot p \cdot v_{\max}$ bylo určeno z tab. 34.

Tab. 34 – součin $a_E \cdot p \cdot v_{\max}$

Kluzná rychlost [m/s]	$a_E \cdot p \cdot v_{\max} [N \cdot mm^{-2} \cdot m \cdot s^{-1}]$
$v \leq 1,3$	2,8
$1,3 < v \leq 2$	1
$v > 2$	0,8

Předpokládaná životnost

Je stanovena na základě základní životnosti, která se upravuje koeficienty stanovenými na základě zkušeností z provozu. Předpokládaná životnost je stanovována pro pouzdro s kompozitní výstelkou, s původní náplní maziva, bez dalšího domazávání.

$$H_1 = b_F \cdot b_T \cdot b_R \cdot b_L \cdot H_0 = 1,44 \cdot 1 \cdot 0,8 \cdot 0,98 \cdot 1600 = 1806h \quad (28)$$

Jelikož budou ložiska trvale mazána olejem, který bude čerpadlo čerpat, je možno životnost ložisek dále upravit

$$H_3 = 6 \cdot H_1 = 6 \cdot 1806 = 10838h \quad (29)$$

8. Závěr

V rámci diplomové práce byly stanoveny cíle, jichž mělo být dosaženo. Nyní v závěru práce lze konstatovat, že stanovených cílů bylo dosaženo. Byl proveden podrobný průzkum trhu zubových čerpadel, jejich porovnání a zhodnocení. Na základě získaných znalostí a zadání byl poté proveden konstrukční návrh zubového čerpadla. Celá zástavba byla vymodelována v 3D prostředí softwaru PRO/Engineer. Prvotní návrh čerpadla byl proveden v programu MathCAD. Tento program umožňoval flexibilní změnu jednotlivých proměnných. Vliv jednotlivých veličin na návrh tak byl okamžitý a díky tomu mohla být vybrána nejvhodnější varianta vzhledem k požadavkům. Většina dalších výpočtů byla provedena v programu MITCalc. Všechny navržené součásti vyhověli z hlediska bezpečnosti, či životnosti. V rámci práce byl také popsán a schematicky znázorněn hydraulický mazací a chladicí systém strojů.

9. Seznam použitých pramenů

- [1] Šob F.: Hydraulické stroje.: Skriptum VUT-Brno, Fakulta strojního inženýrství.: Interaktivní listy.
http://khzs.fme.vutbr.cz/~sob/skripta-hydraulicke_stroje/HS/Soubor%20HS-00.pdf
- [2] Pivoňka J. a kolektiv.: Tekutinové mechanismy, SNTL, Praha, 1987
- [3] Vojtek J.: Hydrostatická čerpadla a převody (návody ke cvičením).: Skriptum VUT- Praha, Fakulta strojní, Praha 1, 1988
- [4] Kopáček J., Pavlok B.: Tekutinové mechanismy.: Skriptum VŠB-TUO, Fakulta strojní, Ostrava, 1994, ISBN 80-7078-238-2
- [5] Katalog ložisek IB
- [6] Internetové stránky firmy Sigma pumpy Hranice s.r.o. <http://www.sigmapumpy.com/>
- [7] Internetové stránky firmy ISH & MSA čerpadla a.s. <http://www.cerpadla.cz/>
- [8] Internetové stránky firmy Pulsafeeder Inc. <http://www.pulsa.com/products/>
- [9] Internetové stránky firmy Texaco <http://texaco.cz/>
- [10] Internetové stránky firmy BP
<http://www.bp.com/lubricanthome.do?categoryId=4600&contentId=7007521>
- [11] Internetové stránky firmy SKF <http://www.skf.com/portal/skf/home>
- [12] Internetové stránky firmy Ferona <http://ferona.cz/cze/index.php>
- [13] Internetové stránky firmy Avemar <http://www.avemar.cz/>
- [14] Internetové stránky <http://www.marinfo.cz/>
- [15] Internetové stránky <http://www.manometr.net/>
- [16] Internetové stránky www.zentralschmierung.net/

10. Seznam příloh

Příloha 1 – postup výpočtu řemenového převodu

Příloha 2 – postup výpočtu pružiny

Příloha 3 – postup výpočtu čepu

Příloha 4 – postup výpočtu ozubení

Příloha 5 – postup výpočtu hnacího hřídele

Příloha 6 – postup výpočtu hnaného hřídele

Příloha 7 – grafické určení výslednic tlaků

Sestavný výkres zařízení DP – POZ004 – 1

Dílenský výkres skříně DP – POZ004 – 2

Dílenský výkres ozubeného kola DP – POZ004 – 3